



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MECHANISMUS PRO OVLÁDÁNÍ VSTUPU DO
KOMPRESOROVÉ SKŘÍNĚ**

INTAKE CONTROL MECHANISM OF COMPRESSOR HOUSING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Richard Bartoníček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Richard Bartoníček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Mechanismus pro ovládání vstupu do kompresorové skříně

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá návrhem mechanismu ovládání vstupního průřezu do kompresorové skříně s variabilní průtokovou charakteristikou. Práce vyžaduje analýzu zástavby mechanismu do skříně, vyšetření sil působících v mechanismu, analýzu kinematiky ovládání pro plný rozsah pohybu mechanismu a návrh umístění akčního členu. Celá problematika je směřována do problematiky turbodmychadel spalovacích motorů. Předpokládá se, že hlavní poznatky práce najdou využití v průmyslové praxi při návrhu nových nebo inovovaných turbodmychadel.

Cíle diplomové práce:

Rešerše problematiky přizpůsobení průtokové charakteristiky kompresoru na turbodmychadle podle pracovních podmínek motoru.

Konstrukční návrh mechanismu včetně jeho zástavby.

Analýza kinematiky mechanismu.

Analýza modálních vlastností mechanismu.

Vyhodnocení výhod a nevýhod výsledného řešení a porovnání se současným stavem.

Seznam doporučené literatury:

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-56091-734-2.

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3. vyd. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. ISBN 0768004950

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem mechanismu pro kontrolu množství vzduchu nasávaného kompresorem turbodmychadla. V první části je stručný popis turbodmychadla a jeho charakteristik, v druhé části jsou uvedeny obvyklé regulační metodiky. Třetí, hlavní část popisuje vytváření mechanismu od koncepčních návrhu a jejich porovnání, přes pohybový a silový rozbor ovládacích prvků, po kompletní zástavbu a připojení ke kompresorové skříni. Čtvrtá část je pak věnována analýze mechanismu z hlediska plnění požadované funkce.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, regulace, kompresor, skříň, mechanismus, CFD simulace

ABSTRACT

The thesis pursues a design of mechanism for controlling the amount of air sucked by a turbocharger compressor. In the first part, there is a brief description of a turbocharger and its characteristics, in the second part the usual regulation methodologies are presented. Third, the main part describes the creation of the mechanism from concept drafts and their comparison, through the kinematic and force analysis of control parts, to the complete packaging a connection to the compressor housing. The fourth part is dedicated to the mechanism analysis in the terms of ability to perform as required.

KEYWORDS

turbocharger, regulation, compressor, housing, mechanism, CFD simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BARTONÍČEK, R. *Mechanismus pro ovládání vstupu do kompresorové skříně*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 66 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Novotný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením docenta Pavla Novotného, s podporou Petra Škály, a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2018

.....

Bc. Richard Bartoníček

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé práce panu doc. Pavlu Novotnému, za formální i faktické rady, které zajistily práci patřičnou úroveň. Také bych rád poděkoval svému kolegovi Ing. Petru Škárovi, za udržení kontaktu s realitou a varování před nevyrobitelnými konstrukčními výstřelky.

Především chci ale poděkovat své rodině, za jejich důvěru a podporu, a bez níž bych se sám tak daleko nedostal.

OBSAH

Úvod	13
1 Základy přepínání turbodmychadlem	14
1.1 Princip funkce a konstrukce turbodmychadla	14
1.2 Parametry turbodmychadla	15
1.2.1 Kompresorová mapa	17
1.2.2 Turbínová mapa	18
2 Problematika regulace	20
2.1 Regulace na turbíně	20
2.1.1 Obtokový kanál	20
2.1.2 Vstup s variabilní geometrií	22
2.1.3 Vstup s variabilním průřezem	23
2.2 Regulace na kompresoru	23
2.2.1 Obtokový ventil	24
2.2.2 Vstup s variabilní geometrií	24
2.2.3 Vstup s variabilním průřezem	25
2.3 Srovnání regulačních metodik	25
3 Návrh mechanismu	26
3.1 Možné varianty	26
3.1.1 Klapka	26
3.1.2 Vstup s variabilní geometrií	27
3.1.3 Clona	28
3.1.4 Čelisti	28
3.2 Porovnání koncepčních návrhů	29
3.2.1 Konstrukční porovnání	29
3.2.2 Funkční porovnání	30
3.3 Zpracování zvoleného mechanismu	36
3.4 Řešení kinematiky ovládání	38
3.4.1 Návrh kinematiky, volba a umístění ovladače	38
3.4.2 Rozměrová kontrola	40
3.4.3 Vyšetření působících sil	42
3.5 Celkové zpracování	45
3.5.1 Pouzdro mechanismu	45
3.5.2 Jednotka mechanismu	47
3.5.3 Úprava skříně	48
3.5.4 Kompletní sestava skříně	49

3.6	Analýza modálních vlastností	50
4	Vyhodnocení zvoleného řešení	53
4.1	Předpokládaný vliv na kompresorovou mapu	53
4.1.1	Vstupní podmínky a parametry	54
4.1.2	Výsledky simulace	54
4.1.3	Posun náporové křivky	56
4.2	Výhody a nevýhody mechanismu	59
4.3	Cenový odhad	59
	Závěr	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů	64

ÚVOD

V současné době jsou nové sériové motory, vznětové v podstatě vždy a zážehové v naprosté většině, přeplňované. Zároveň zcela dominuje přeplňování motoru turbodmychadlem. Oproti motorům s přirozeným sáním či mechanickým přeplňováním mají výhodu ve vyšším výkonu při zachování zdvihového objemu a v úspoře paliva vzniklé rekuperací energie z výfukových plynů.

Vybavení motoru turbodmychadlem je ale podstatně komplikovanější, než se může na první pohled zdát. Dokonce i v případě správného a důsledného postupu při výběru a patřičných úpravách může vzniknout situace, kdy není pouze jedno turbodmychadlo dostačující a dvě z určitého důvodu možná. Nejen proto se ale používají turbodmychadla s regulací, které jsou schopna přizpůsobit svou činnost požadavkům motoru.

Vzhledem k současným požadavkům na pohonné jednotky vozidel – emisní a spotřební – se přirozeně zvyšují požadavky na jednotlivé prvky a komponenty těchto jednotek. V případě turbodmychadel to, mimo nepřehledné úpravy materiálů a technologií, znamená i modifikace a kombinace různých druhů regulačních postupů.

Tato práce se zabývá návrhem mechanismu, který bude sloužit jako regulační prvek kompresorové strany turbodmychadla. Přestože kontrola sání, myšleno od vstupu do potrubí až po ventily válce, je v nějaké podobě přítomná, regulace kompresoru samotného je poměrně nová, téměř nepoužívaná, a nepříliš známá koncepce. Tento fakt přináší značnou volnost při návrhu, a v kombinaci s požadavky na praktickou a dostupnou aplikaci i lákavou inženýrskou výzvu.

1 ZÁKLADY PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

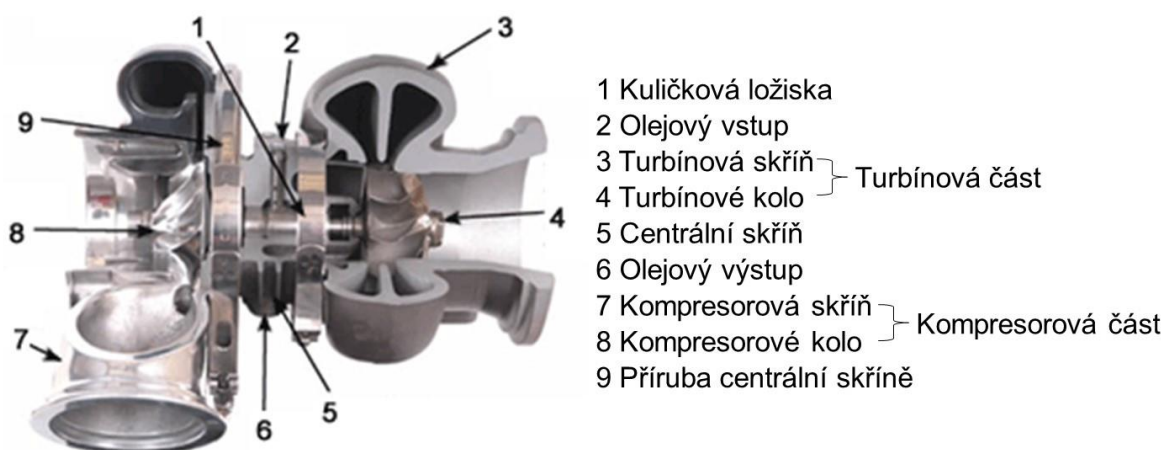
Přeplňování motoru turbodmychadlem má po 48 letech již na přelomu 19. a 20. století. První turbodmychadlo tak, jak ho známe dnes, sestrojil dr. Alfred J. Buchi již v letech 1909–1912. V průběhu 20. století prošel tento doplněk motoru značným vývojem z hlediska konstrukce i technologií. První sériové použití však přichází až v 70. letech, kdy k tomu bylo několik firem donuceno palivovou krizí. Přeplňování motorů osobních vozidel se opozdilo ještě o další dekádu, neboť vývoj motorů postupoval podstatně rychleji než vývoj turbodmychadel, která v tehdejší době neposkytovala dostatečný nárůst výkonu a snížení spotřeby, aby to vyvážilo jejich komplexnost, respektive cenu. [5]

V současné době, kdy požadavky na emise a spotřebu paliva neustále rostou, a možnosti celkově efektivnějšího a především ekonomičtějšího využití spalovacích motorů samotných jsou vyčerpávány, má přeplňování čím dál větší roli. I díky tomu se vkládají další prostředky do vývoje turbodmychadel.

Obzvláště benzinové motory jsou, kvůli výše zmíněným emisím, na rozdíl od naftových motorů, nadále ve vývojovém a výrobním plánu, a to i přes stále populárnější elektrifikaci. Na druhé straně ale kladou větší nároky, jednak širším pracovním rozsahem, který musí turbodmychadlo pokrýt, jednak podstatně vyššími teplotami výfukových plynů. Zároveň je do značné míry limitující také plnicí tlak, který může způsobit nežádoucí detonační hoření. [13]

1.1 PRINCIP FUNKCE A KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Základní princip fungování turbodmychadla je poměrně jednoduchý. Kinetická energie plynů vzniklých během spalovacího cyklu motoru pohání turbínu, která je přes hřídel spojená s kompresorem. Kompresorové kolo pak zajišťuje požadovanou funkci turbodmychadla – větší množství vzduchu ve válci motoru. Celé turbodmychadlo tedy můžeme pro jednoduchost rozdělit na tři základní části (Obr. 1). [15]

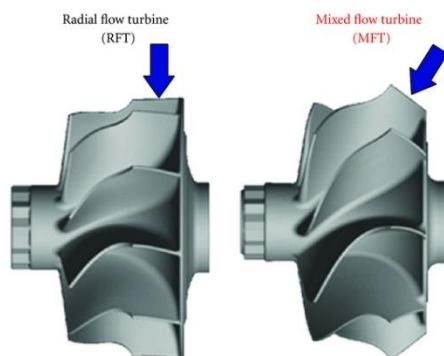


Obr. 1 Základní části turbodmychadla [6]

Turbinová část zajišťuje převod energie plynů na pohyb rotující skupiny turbodmychadla. Skládá se z turbínového kola, turbínové skříň, případně i regulačního systému turbíny.

Kompresorová část má na starosti navýšení množství plnicího vzduchu do motoru. Tvoří ji taktéž kolo a skříň, někdy může obsahovat i část regulačního systému.

V naprosté většině současných turbodmychadel se používá radiální turbínové i kompresorové kolo. Vzhledem k požadované velikosti a obvyklým zástavbovým prostorům je použití axiálních kol nevhodné. Ačkoli jsou axiální kola teoreticky účinnější, kvůli radiální vůli mezi kolem a skříní dochází ke značným ztrátám, které rostou nepřímo úměrně velikosti kola. V případě radiálních kol, kde je rozhodující axiální vůle, jsou tyto ztráty méně výrazné. Radiální kompresory jsou zároveň schopny dosáhnout tlakového poměru až 4.5 pouze s jedním kolem. U velkých turbodmychadel je už výhodné použít axiální turbínové kolo, u středních velikostí se mohou použít kola kombinovaná (*MFT* – Mixed Flow Turbine, Obr. 2). [13]



Obr. 2 Porovnání tvaru turbínového kola s radiálním (vlevo) a smíšeným prouděním [11]

Centrální část se sama o sobě nerozlišuje. Hovoříme zpravidla o takzvané „Sestavě centrální skříně a rotoru“ (*CHRA* z anglického „Center Housing and Rotor Assembly“). Základem je centrální skříň, která obsahuje rotující skupinu. Tu tvoří hřídel spojující kompresorové a turbínové kolo, a všechny ostatní rotující součástky. Posledním, nicméně nejkritičtější prvkem centrální části je ložiskový systém. Běžně se používají kuličková ložiska, axiální a radiální kluzná ložiska nebo kluzná ložiska kombinující v sobě axiální i radiální ložisko. Centrální skříň dále obsahuje mazací systém, kanály pro oběh chladicí kapaliny v případě použití chlazení a někdy i součást regulačního mechanismu.

1.2 PARAMETRY TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo pro daný motor je třeba vybírat dle mnoha parametrů, počínaje základní velikostí, která je zpravidla nějakým způsobem uvedena v označení. Například označení EFR-6258-A turbodmychadla BorgWarner [1] uvádí větší průměry obou kol:

- 62 je výstupní (větší) průměr kompresorového kola v milimetrech,
- 58 je vstupní (větší) průměr turbínového kola v milimetrech.

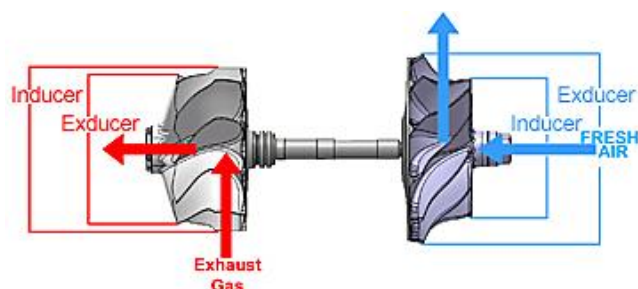
Označení GT4088 firmy Garrett [6] uvádí jiným způsobem v podstatě stejné parametry:

- 40 je základní velikost turbodmychadla, zhruba polovina vstupního průměru turbínového kola,
- 88 je opět výstupní průměr kompresorového kola v milimetrech.

Další písmena mohou sloužit jako dodatečná identifikace (typ ložisek, regulační systém apod.).

Z hlediska charakteristiky turbodmychadla je ale toto značení nedostatečné. K posouzení pracovních vlastností a možností je zapotřebí úplná charakteristika kol, tedy jejich mapa. Mapa

popisuje pracovní oblast kola v kombinaci s patřičnou skříní. Další udávané parametry, nutné především pro porovnání map, jsou uvedeny dále.

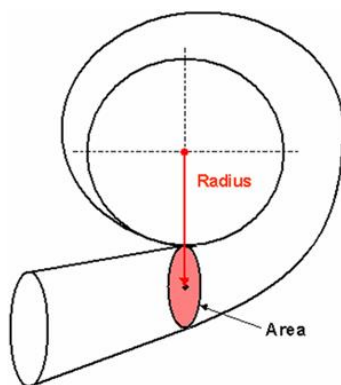


Obr. 3 Vstupní parametry pro výpočet TRIMu kola [6]

TRIM (Obr. 3) udává procentuální poměr čtverců vstupního průměru (*Inducer* [mm]) a výstupního průměru (*Exducer* [mm]) kola:

$$TRIM = \left(\frac{Inducer^2}{Exducer^2} \right) \cdot 100[\%], \quad (1)$$

Tato hodnota je důležitá především pro kompresorovou stranu turbodmychadla. Značí v podstatě míru „radiálnosti“ kompresoru – $TRIM = 100\%$ znamená, že se teoreticky jedná o axiální kompresor pouze s radiálním výstupem. Této hodnoty se samozřejmě nikdy nedosahuje, stejně jako je principiálně nemožné provozovat kompresor s $TRIM = 0\%$.



Obr. 4 Vstupní parametry pro výpočet A/R skříně [6]

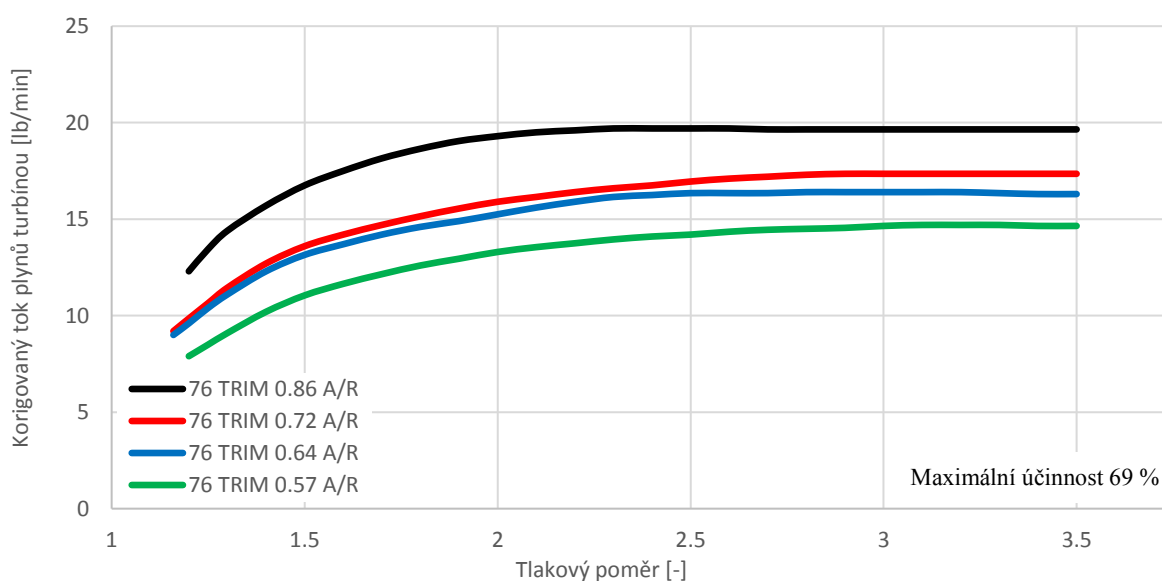
A/R (z anglického „Area over Radius“ – plocha na poloměr, Obr. 4) je poměrem plochy průtočného průřezu skříně v místě přechodu z kanálu do kavity kola (*Area* [in²]) a vzdálenosti osy rotace kola od dynamického středu tohoto průřezu (*Radius* [in]), čili od místa, které rozděluje hmotnostní tok tímto průřezem na polovinu.

$$A/R = \frac{Area}{Radius} [in], \quad (2)$$

Tato charakteristika má poměrně zásadní vliv na rychlost vstupu plynů na turbínové kolo, a tedy i jeho chování (Obr. 5). Pro kompresor toto není tak důležité, protože je rozhodující tlakový poměr, resp. jeho zachování pro různé hodnoty (dále viz 1.2.1). U turbíny je požadován vysoký průtok pohánějící turbínové kolo, a může být dle požadavku zákazníka zvýšen modifikací A/R.

Vzhledem ke vztahu, jakým je A/R počítán, je možné jeho zvýšení třemi způsoby, z nichž všechny mají své limity či nevýhody:

- Zmenšením vzdálenosti sledovaného průřezu od osy kola, což je limitováno velikostí kola a nutnou tloušťkou stěny.
- Zvětšením průtočné plochy (i za cenu mírného zvětšení poloměru), čímž je zvětšována celá skříň a roste její hmotnost.
- Modifikací tvaru plochy tak, že její poloha je v podstatě zachována, ale její dynamický střed je posouván směrem k ose kola. Složitost takového jádra odlitku znesnadňuje výrobu¹ a zvyšuje cenu.



Obr. 5 Porovnání turbínových skříní s různou hodnotou A/R [2] (podrobnější popis mapy v 1.2.2)

K označení a identifikaci map se obvykle používají všechny více zmíněné parametry, tedy průměr kola (vždy větší, bez ohledu na typ kola), $TRIM$, A/R , může být také použito označení designu kola s ohledem na geometrii a aerodynamiku lopatek, popř. dodatečné parametry specifické pro danou mapu, resp. kombinaci kola a skříně.

1.2.1 KOMPRESOROVÁ MAPA

Vlastní mapa vyjadřuje závislost tlakového poměru na svislé ose na hmotnostním toku na vodorovné ose. Na třetí ose se vynáší účinnost kompresoru. Používají se zásadně korigované hodnoty, neboť tyto umožňují porovnání jednotlivých map (Obr. 6). Také je tímto odstraněna závislost mezi kompresorem a turbínou – při porovnávání kompresorových map nemusíme brát ohled na to, s jakou turbínou byl konkrétní kompresor mapován, a opačně.

Tlakový poměr $PRC_{t-t} [-]$ je poměrem totálního výstupního a totálního vstupního tlaku, proto index $t-t$ (total to total). Kromě přičtení atmosférického tlaku je tedy zapotřebí uvažovat také dynamickou změnu tlaku závislou na rychlosti proudění a teplotě vzduchu.

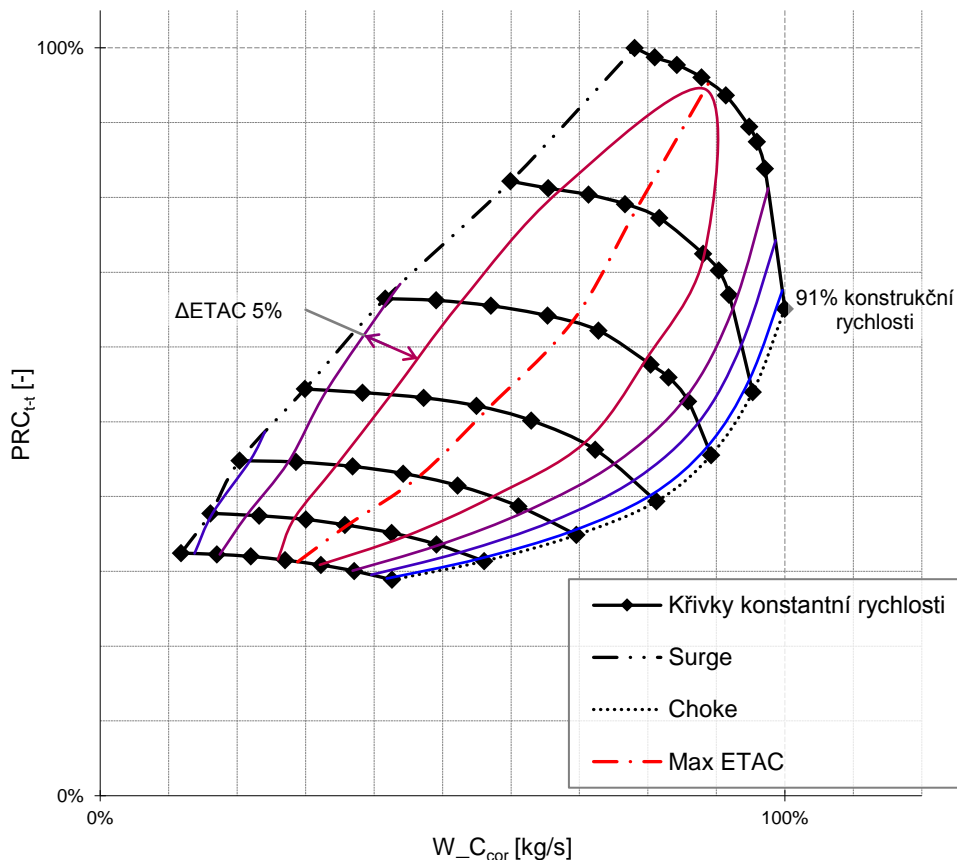
Korigovaný hmotnostní tok $W_{Cor} [kg/s]$ je také závislý na tlaku a teplotě proudícího vzduchu.

¹ Odlévání je naprosto dominantní výrobní postup obou druhů skříní

Účinnost kompresoru $ETAC$ [-] je v klasické mapě zobrazena jako vrstevnice konstantní účinnosti.

Hlavní část mapy tvoří křivky konstantní rychlosti kompresoru (taktéž korigované), přičemž křivka maximální rychlosti omezuje mapu shora. Zároveň se do mapy vykreslují tři doplňující křivky:

- Náporová křivka (*Surge line*) omezuje mapu zleva, a ohraničuje oblast nestabilního proudění, kde dochází při minimální změně toku vzduchu k prudkému nárůstu tlakového poměru. Může dojít i k odtržení proudu a zpětnému toku.
- Křivka dušení (*Choke line*) omezuje mapu zprava, a ohraničuje oblast, kde je tok vzduchu příliš vysoký, a turbodmychadlo nedokáže již vyvíjet požadovaný plnicí tlak.
- Křivka maximální účinnosti (*Max ETAC*) spojuje body, ve kterých má kompresor při konstantní rychlosti nejvyšší účinnost.



Obr. 6 Kompletní kompresorová mapa (normalizované hodnoty)

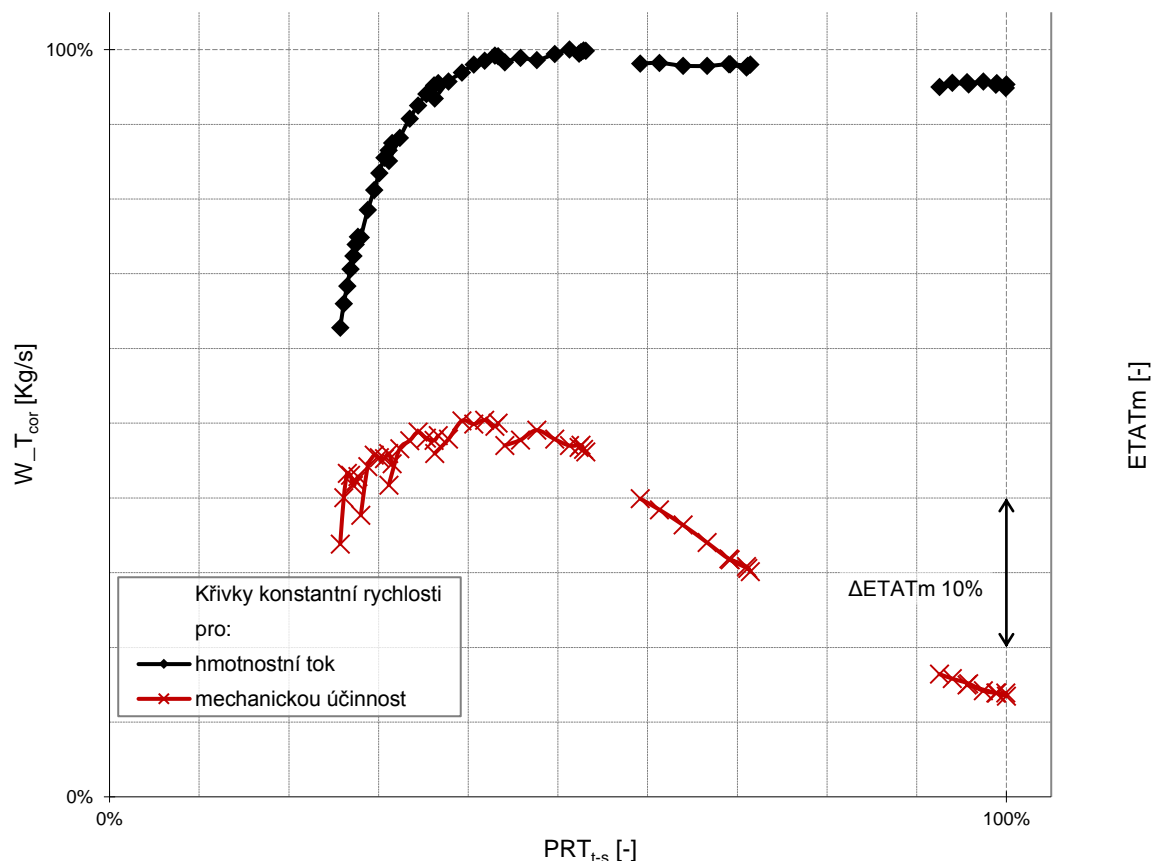
1.2.2 TURBÍNOVÁ MAPA

Turbínová mapa je označována analogicky jako kompresorová a vyjadřuje závislost hmotnostním toku na svislé ose na tlakovém poměru na vodorovné ose. Na sekundární svislé ose se vynášejí účinnost turbíny. Mapu samotnou pak tvoří pouze křivky konstantní rychlosti turbíny. Na rozdíl od kompresoru, kde nasávaný vzduch má teplotu i tlak blízké ambientním podmínkám, je zde korekce rychlosti dosti výrazná, přibližně 45 % měřených hodnot. Vzhledem k poměrně spojitému průběhu těchto křivek není nutné uvádět hodnoty.

Korigovaný hmotnostní tok plynů $W_{T_{cor}}$ [kg/s] je, analogicky s hmotnostním tokem na kompresoru, závislý na teplotě a tlaku spalin vstupujících do turbodmychadla.

Tlakový poměr PRT_{t-s} [-] na turbíně je konvencí dán, na rozdíl od kompresoru, poměrem absolutního výstupního a statického vstupního tlaku (total to static).

Mechanická účinnost turbíny $ETATm$ [-] se pro přehlednost vynáší obvykle na sekundární svislou osu, protože rychlostní křivky netvoří dostatečnou plošnou oblast, do které by bylo vhodné vykreslovat vrstevnice jako v případě kompresorové mapy.



Obr. 7 Základní turbínová mapa (normalizované hodnoty)

Takováto turbínová mapa (Obr. 7) je orientačně dostačující, nicméně je na rozdíl od kompresorové mapy nekompletní. Celková mapa je ovšem nejen podstatně složitější, což ztěžuje orientaci, ale především je její zjištění technologicky i výpočtově velice náročné. Získává se z toho důvodu simulačními programy (např. GT-POWER).

2 PROBLEMATIKA REGULACE

Jak bylo zmíněno v úvodu první kapitoly, požadavky na turbodmychadla rostou spolu s požadavky na snižování spotřeby a především emisí. S tím souvisí trend dnešní doby, tzv. „downsizing“. Současné motory, provozovány v celém spektru otáček, musí v každém okamžiku pružně plnit požadavky řidiče, poskytovat dostatečný výkon a krouticí moment, a přitom nepřekročit dané emisní normy.

Jedno volnoběžné turbodmychadlo, tzn. bez jakéhokoli regulačního mechanismu, není schopno dosáhnout stejného stupně plnění pro všechny pracovní režimy motoru. Zároveň použití víceetapového přepínání není vždy možné, ať už z důvodu ceny nebo nedostatečného zástavbového prostoru.

Zbývající možností je tedy zvětšit pracovní oblast turbodmychadla, respektive zajistit, aby se pracovní oblasti toho a motoru neustále překrývaly, pokud možno oblastí s co nejvyšší účinností turbodmychadla.

Dalším důvodem regulace je odstranění nebo alespoň zmírnění prodlevy, která nastává mezi požadavkem motoru na vzduch, a jeho dodání kompresorem. Ačkoli moment setrvačnosti a odpor rotující skupiny nejsou velké, je přesto třeba určitá doba na získání vyšší rychlosti. Tento jev, obvykle nazývaný turbo-efekt, je výrazný především u malých motorů, a v nízkých rychlostech a/nebo zatíženích.

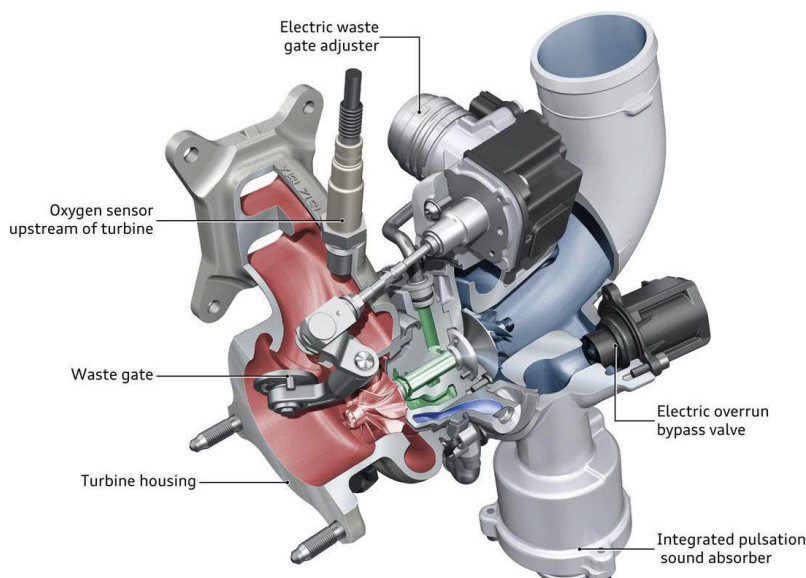
2.1 REGULACE NA TURBÍNĚ

Regulace na turbíně je, na základě chápání principu turbodmychadla, patrně první očividnou možností – omezením množství plynů pohánějících turbínové kolo ovlivňujeme jednak rychlost rotující skupiny, jednak množství vzduchu dodávané kompresorem.

Nevýhoda turbínové regulace je ovlivnění výstupu z motoru. Kromě poklesu či nárůstu hmotnostního toku plnicího vzduchu dochází také ke změně tlaku spalin za motorem, což může být nežádoucí a samo o sobě vyžadovat další regulaci. Spolu s využitím stávajících prvků konstrukce motoru není neobvyklé na jednom turbodmychadle nalézt více regulačních systémů.

2.1.1 OBTOKOVÝ KANÁL

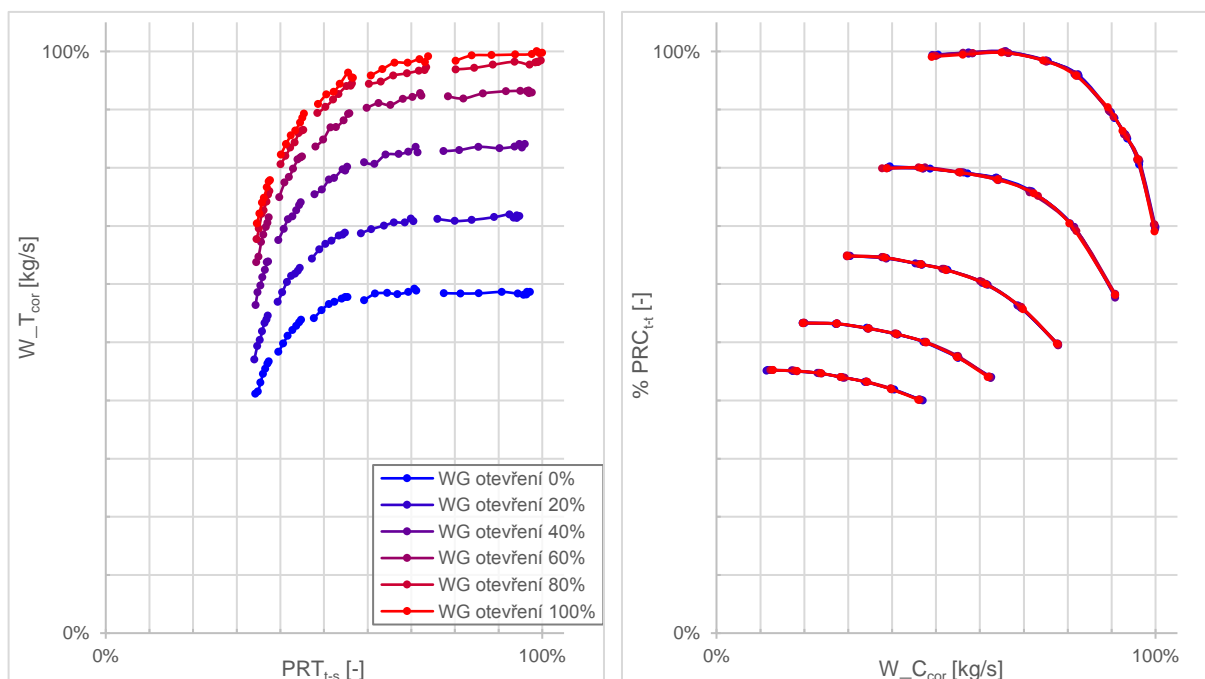
Obtokový kanál, z angličtiny *WG* – Waste Gate, je nejjednodušší systém regulace turbodmychadla. Otevřením kanálu dochází k uvolnění cesty spalinám mimo turbínové kolo přímo do výfukového potrubí (Obr. 8). Celá rotující skupina zpomalí, sníží se tedy hmotnostní tok vzduchu, potažmo i výkon motoru. Pokles tlaku za motorem může, pokud je to vyžadováno, vyrovnat výfuková klapka.



Obr. 8 Ukázka WG mechanismu [17]

Snížení rychlosti rotující supiny může mít také příčinu v její dosavadní, příliš vysoké nebo zvyšující se rychlosti. Obtokový kanál slouží jako ochrana před překročením maximální konstrukční rychlosti kol.

Vliv na průtokovou charakteristiku turbodmychadla je zobrazen v následujících mapách.

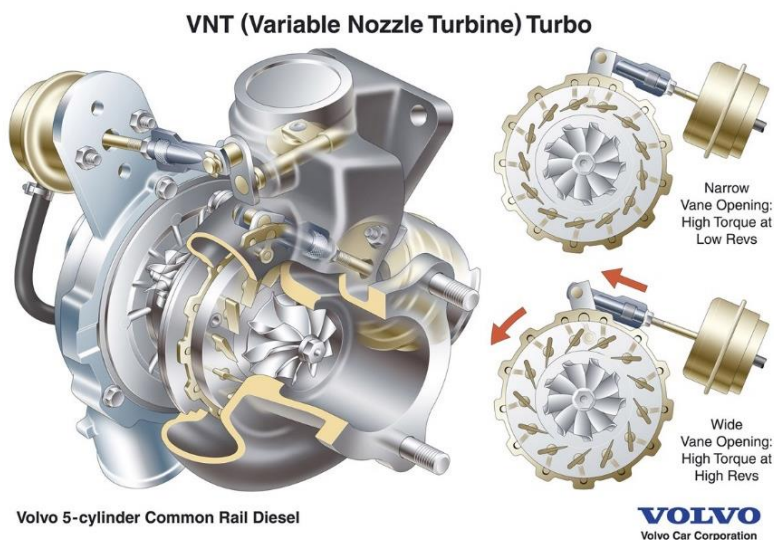


Obr. 9 Zjednodušená turbínová (vlevo) a kompresorová mapa turbodmychadla s WG

Turbínová mapa ukazuje, že zatímco rozdíl mezi zcela zavřeným stavem a 20 % otevření kanálu je značný (až 15 % nárůst hmotnostního toku), přechod mezi 80 % a 100 % otevření je minimální (Obr. 9).

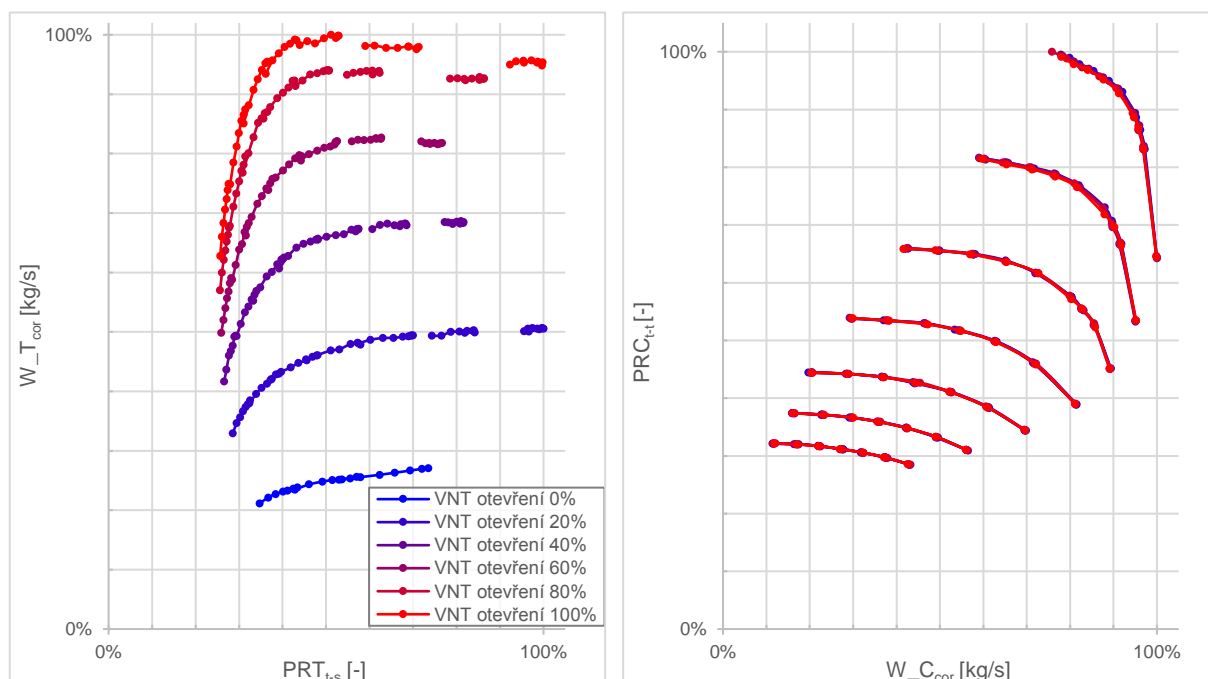
2.1.2 VSTUP S VARIABILNÍ GEOMETRIÍ

Tato technologie je běžně označována jako *VNT* – Variable Nozzle Turbine nebo *VGT* – Variable Geometry Turbine. Jedná se o mechanismus ovladatelných lopatek, které usměrňují a omezují tok plynů na turbínové kolo. Axiální turbíny využívají principiálně stejný mechanismus, konstrukce se však liší (viz. dále v kapitole 2.2.2).



Obr. 10 Ukázka VNT mechanismu [19]

Stejně jako obtokový kanál tedy ovlivňují turbínovou mapu. Při zavření zároveň dochází k nárůstu tlaku za motorem, což může být využito při brzdění. V kombinaci se systémem WG (Obr. 10) je možnost tento vedlejší efekt odstranit.

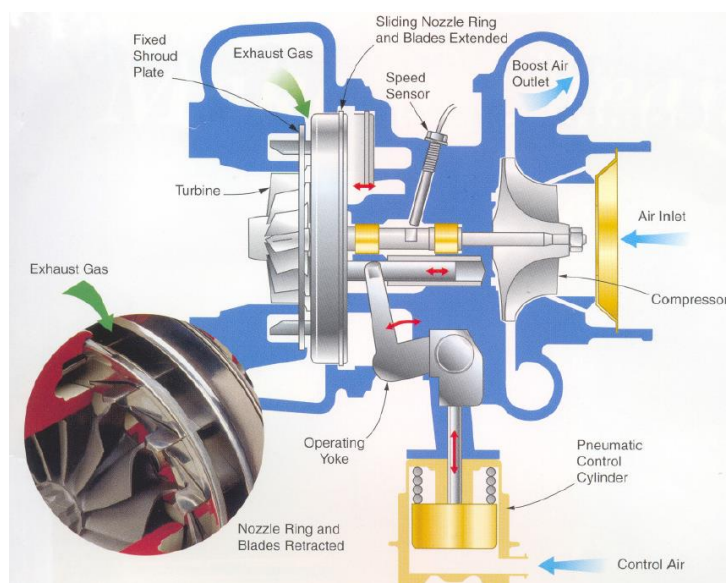


Obr. 11 Zjednodušená turbínová (vlevo) a kompresorová mapa turbodmychadla s VNT

Podobně jako v případě přepouštěcího kanálu jsou rozdíly ve hmotnostním toku podstatně výraznější v nízkých procentech otevření. Oproti *WG* mechanismu ale dochází i ke změně tlakového poměru. Ten je nejmenší při zhruba polovičním otevření *VNT*. Při zcela zavřeném *VNT* je naopak tak velký, že není možné provozovat turbodmychadlo ve vyšších rychlostech, aniž by hrozilo poškození (Obr. 11).

2.1.3 VSTUP S VARIABILNÍM PRŮŘEZEM

Obvykle také značeno *VGT* (někdy pouze *VG* – Variable Geometry [16]), ačkoli princip funkce je jiný než v předchozím případě. Tento mechanismus neumožňuje změnu geometrie lopatek, dochází pouze ke změně průtočného průřezu vstupu plynů na turbínové kolo axiálním posuvem prstence s fixními lopatkami (Obr. 12).



Obr. 12 Ukázka mechanismu *VG* firmy Holset [16]

Z hlediska ovladatelnosti to ovšem nemá příliš velký význam. Turbína je ovlivňována téměř stejně, jako v případě *VNT*. Při postupném otvírání *VG* dochází ke zvýšení hmotnostního toku a změně tlakového poměru, který je opět nejmenší přibližně při polovičním otevření.

2.2 REGULACE NA KOMPRESORU

Jak bylo ukázáno v kapitole 2.1, regulace na turbíně umožňuje značnou, ve většině případů dostatečnou, ovladatelnost turbodmychadla. Nicméně na základě map je zjevné, že kompresorová mapa je tímto ovlivněna pouze minimálně.

Přitom právě možnost měnit vzájemnou polohu pracovních oblastí motoru a kompresoru je z hlediska vlivu turbodmychadla na motor žádoucí. Přiřazením vhodné dvojice kompresor-turbína příslušnému motoru je snaha zajistit, aby pokud možno celý standardní pracovní cyklus motoru příslušel oblasti nejvyšší účinnosti v kompresorové mapě. Toho lze jen těžko dosáhnout v případě nestacionárního motoru bez ohledu na to, jaký kompresor je zvolen. Rozšíření samotné pracovní oblasti kompresoru pouze „statickou“ konstrukční změnou je principálně možné (úprava aerodynamiky kola, prvky skříně, rozváděcí lopatky atp.), ale jen do určité míry, proto jsou v současné době vyvíjeny, testovány, a v blízké době pravděpodobně budou používány regulační mechanismy také na kompresorové straně turbodmychadla.

Snahou těchto systémů je dosažení stejného stupně plnění (tlakového poměru PRC) s co nejvyšší účinností při měnícím se požadavku motoru na množství vzduchu, tzn. při různém toku vzduchu W_C . Zjednodušeně řečeno, snahou regulačních systémů na kompresorové straně je odstranit náporový limit a/nebo limit dušení, nebo alespoň celou kompresorovou mapu, především pak oblast s vysokou účinností kompresoru, rozšířit. [7]

2.2.1 OBTOKOVÝ VENTIL

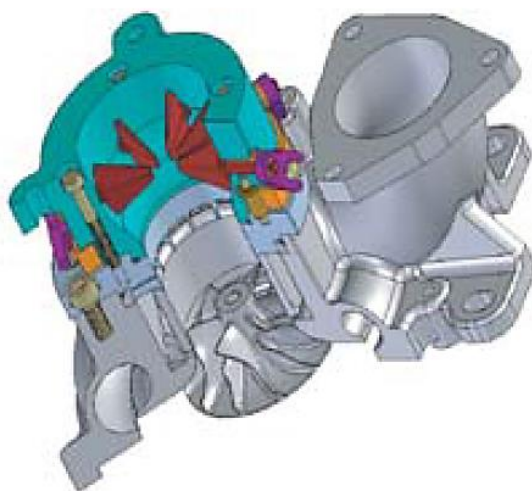
Zcela analogicky k obtokovému kanálu na turbínové straně turbodmychadla se jedná o kanál spojující vstup a výstup kompresorové skříně mimo kompresorové kolo. V případě otevření dochází k úniku stlačeného vzduchu zpět do sání kompresoru. To zabraňuje dosažení náporové křivky.

Na rozdíl od systému WG je tento mechanismus na kompresoru zatížen podstatně menšími teplotami, ovládací zařízení může být tedy umístěno přímo na skříní a používat plastové součástky a pryžová těsnění (Obr. 8).

2.2.2 VSTUP S VARIABILNÍ GEOMETRIÍ

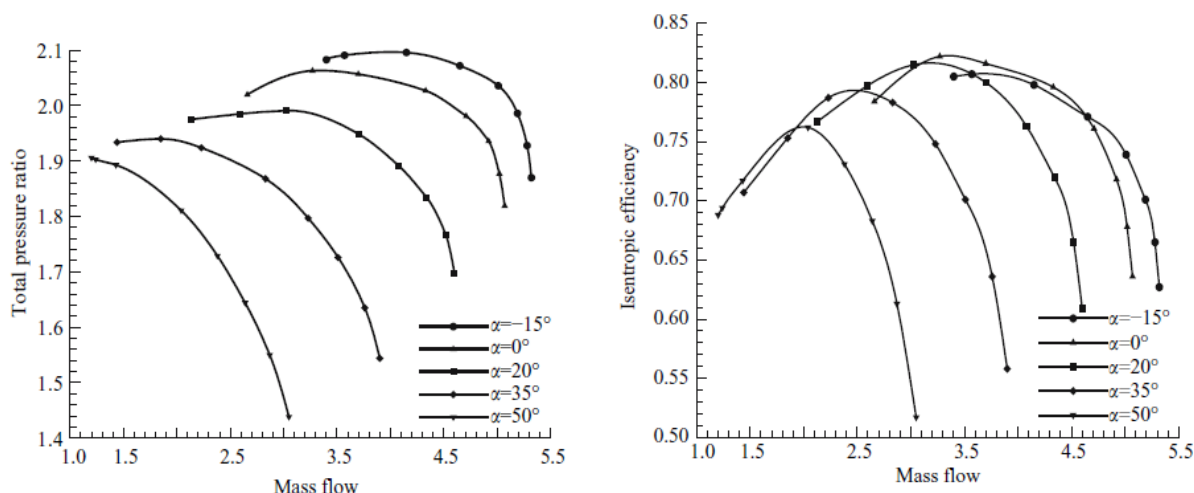
V literatuře označováno $VIGV$ – Variable Inlet Guide Vanes. Podobně jako VGT se skládá z nastavitelných lopatek, které redukuje a usměrňuje tok vzduchu nasávaného kompresorem. Poměrně dlouho už se používá na axiálních kompresorech spalovacích turbín, ale vzhledem ke komplexnosti (resp. ceně) se na turbodmychadlo rozšířil až v nedávné době.

Konstrukčně se jedná o téměř stejný mechanismus jako VGT při použití na axiální turbíně, liší se ovšem robustností a použitými materiály, neboť pracuje za více méně atmosférických podmínek. Přesto je značně namáhán, především vibracemi a opotřebením velkého množství pohyblivých členů. (Obr. 13)



Obr. 13 Ukázka mechanismu $VIGV$ [4]

Jak ukázáno na Obr. 14, samotné omezení toku vzduchu posouvá pracovní oblast kompresoru v mapě doleva. Díky nastavitelným lopatkám je tok vzduchu veden po směru rotace kola, což omezuje ztráty na účinnosti způsobené škrcením (princip statoru vícestupňového axiálního kompresoru). Tento mechanismus umožňuje nejen redukovat nápor, ale při opačném natočení lopatek je možno tento limit i zvyšovat, respektive omezovat dušení. [18]



Obr. 14 Posun rychlostní křivky v kompresorové mapě v závislosti na natočení VIGV [9]

Nevýhodou tohoto mechanismu je přítomnost objektů v sání kompresoru. Omezení průtočného průřezu je sice kompenzováno mírně zvětšeným průměrem sání v místě VIGV, nicméně v případě poškození mechanismu nebo uvolnění jedné z lopatek hrozí v krajním případě až celková devastace kompresorové strany turbodmychadla a potenciálně i závažné poškození motoru.

2.2.3 VSTUP S VARIABILNÍM PRŮŘEZEM

Účel tohoto systému je stejný jako VIGV, tedy posouvat pracovní oblast kompresoru v mapě. Dochází ale pouze k regulaci množství vzduchu, které kompresor nasává, v podstatě je měněn TRIM kola. Toto řešení neposkytuje takovou ovladatelnost jako VIGV, nicméně je-li v plně otevřené poloze, pak nemá žádné prvky v sacím potrubí kompresoru, a tudíž teoreticky neovlivňuje tok vzduchu.

2.3 SROVNÁNÍ REGULAČNÍCH METODIK

Z předchozích kapitol je patrné, že turbínová regulace je vhodná a dostačující k ovladatelnosti turbodmychadla. Neumožňuje ovšem měnit parametry vzduchu na vstupu do motoru nezávisle na výstupu. Při snížení rychlosti rotující skupiny (za účelem ovlivnění kompresoru) turbínovou regulací dochází ke změně tlaku za motorem, čemuž se principiálně nelze vyhnout.

Kompresorová regulace způsobuje změnu rychlosti rotující skupiny jako důsledek změny odporu vzduchu, který kompresor překonává, ale výstup z motoru je ovlivněn jen minimálně. Tyto mechanismy je navíc možné použít na kompresor nejen radiální, a s jakýmkoli pohonem (od klikového hřídele, elektromotorem atp.).

Kromě výše zmíněného je třeba doplnit, že regulace pouze jedné strany turbodmychadla neumožňuje míru ovladatelnosti v dnešní době požadovanou. Až kombinací kompresorové a turbínové regulace lze docílit možnosti kontrolovat jak turbodmychadlo samotné, tak jeho vliv na vstup i výstup spalovacího procesu motoru.

3 NÁVRH MECHANISMU

Mechanismus pro regulaci kompresorové strany turbodmychadla byl ke konstrukci zadán divizí turbodmychadel spolupracující firmy Honeywell². Dle zadání by měl mechanismus sloužit jako ochrana před překročením náporové křivky a pohybem v oblasti nestabilního proudu (viz 1.2.1). Dále se předpokládá použití u komerčních vznětových motorů silničních vozidel – autobusy, nákladní vozidla, tahače apod. Kromě ceny a co nejsnazší produkční vyrobitelnosti (rapid prototyping jako např. 3D tisk není tedy možností) byl vznesen i požadavek na minimální změny součástí turbodmychadla, které jsou již v produkci, jmenovitě a především kompresorové skříně.

Konstrukce byla provedena v programu CATIA V5³. Při návrhu se vycházelo z povědomí o obdobných mechanismech, výukových pramenů a zkušeností z praxe.

3.1 MOŽNÉ VARIANTY

V kapitole 2.2 bylo zmíněno několik možností, jak regulovat kompresorovou stranu. Ty se z hlediska ovladatelnosti toku vzduchu kompresorem příliš neliší, zpravidla se jedná o určitou formu omezení průtoku. Podstatnější jsou rozdíly v konstrukci, nutných zástavbových prostorech, a problémech charakteristických pro jednotlivé mechanismy. V následujících podkapitolách jsou zobrazeny a popsány uvažované koncepční návrhy.

Aby bylo možné alespoň zhruba koncepty porovnávat, byly všem nastaveny stejné podmínky:

- Vstupní i výstupní průměry potrubí jsou stejné.
- Centrální část mechanismu je dostatečně dlouhá, aby pojmul prvky mechanismu v celém rozsahu pohybu.
- Na obou koncích mechanismu je příruba pro spojovací svorky (v-band).
- Mezi přírubou a centrální částí je na každé straně 20 milimetrů potrubí.
- Kromě přírub je tloušťka stěny 5 milimetrů.
- Všem součástkám byl přiřazen stejný materiál (standardní ocel).

Zvláštní rysy specifické pro každý mechanismus jsou patrné z příslušných obrázků.

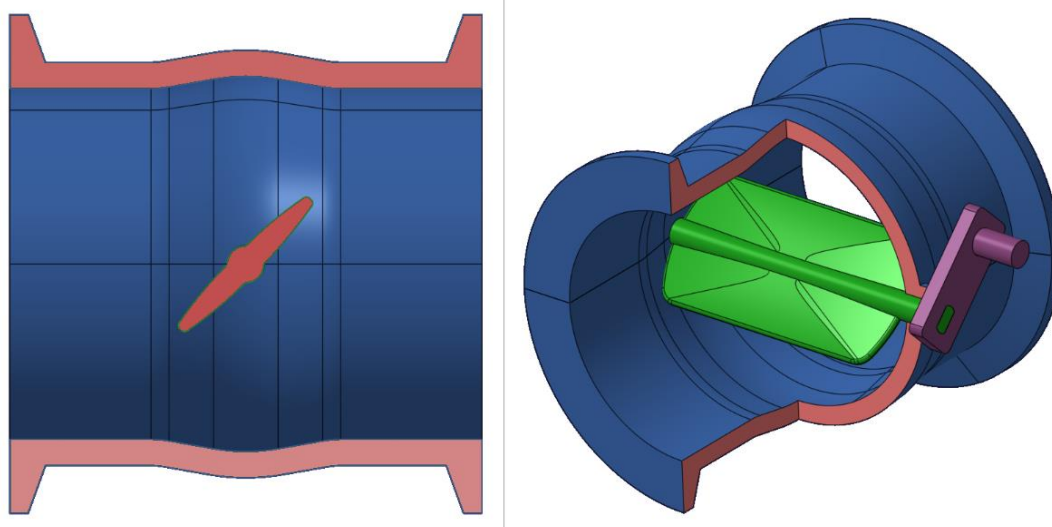
3.1.1 KLAPKA

Škrticí klapka je naprosto zásadní a základní součástí atmosférického zážehového motoru. U přeplňovaných zážehových motorů má, kromě podpory *EGR* a hladšího doběhu motoru, stejnou funkci, tedy omezovat množství plnicího vzduchu, tím limitovat kompresní tlak a předcházet tak samovznícení paliva. Umístění klapky se liší v závislosti na způsobu míšení paliva se vzduchem, v dnešní době ale v každém případě mezi kompresorem a motorem.

Umístění přímo před kompresor konstrukčně nepředstavuje problém – celý mechanismus se skládá pouze ze segmentu potrubí s přírubami pro připojení ke skříní a sacímu potrubí, klapky, a ovládací kliky (Obr. 15). Klapka není kruhová, protože není zapotřebí zcela zastavit tok vzduchu, pouze ho do určité míry omezit. Potrubí je rozšířené v místě klapky jako kompenzace zmenšení průtočného průřezu v plně otevřené poloze oproti potrubí bez škrcení.

² Honeywell: *The Power of Connected* <https://www.honeywell.com/>

³ 3DS https://www.3ds.com/products-services/catia/products/v5/portfolio/domain/Mechanical_Design/

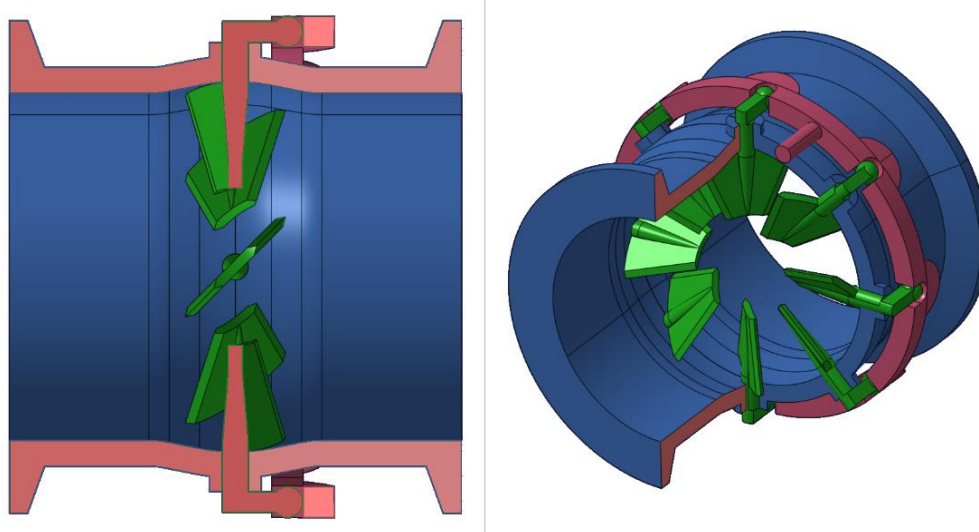


Obr. 15 Koncept klapky: podélný (vlevo) a částečný řez

Ačkoli je tento systém velice jednoduchý a funkční, není vhodný pro instalaci v blízkosti před kompresorovým kolem. Jednostranné natočení vytváří při částečném otevření výrazný tlakový rozdíl mezi náběžnou a úběžnou stranou, který se na kole projeví jako pulzní změny tlaku způsobující vibrace. Zpětně lze linearizace proudu dosáhnout posunutím mechanismu dál před kompresorové kolo, nicméně v tom případě se už nejedná o kompaktní součást turbodmychadla, ale pouze o další prvek sacího potrubí motoru.

3.1.2 VSTUP S VARIABILNÍ GEOMETRIÍ

Mechanismus VIGV (popsaný v kapitole 2.2.2) řeší problém tlakového rozdílu klapky umístěním více lopatek rovnoměrně po obvodu vstupu. Analogicky s klapkou nepokrývají lopatky v zavřeném stavu celou plochu průtočného průřezu. Namísto zúžení lopatky, tedy zmenšení vrcholového úhlu kruhové výseče, která představuje lopatku, jsou v zájmu robustnosti mechanismu lopatky zkráceny a nedosahují až ke středu trubky.



Obr. 16 Koncept variabilní geometrie: podélný (vlevo) a částečný řez

Je poměrně zbytečné, a v podstatě i nevhodné, pohybovat každou lopatkou zvlášť. K ovládní mechanismu se proto využívá prstenec s vazbou na všechny lopatky. Připojení může být řešeno např. rameny na lopatkách a výřezy v prstenci (Obr. 16), nebo ozubením. Prstenec samotný je pak veden po obvodu trubky a řízen jedním ovládačem.

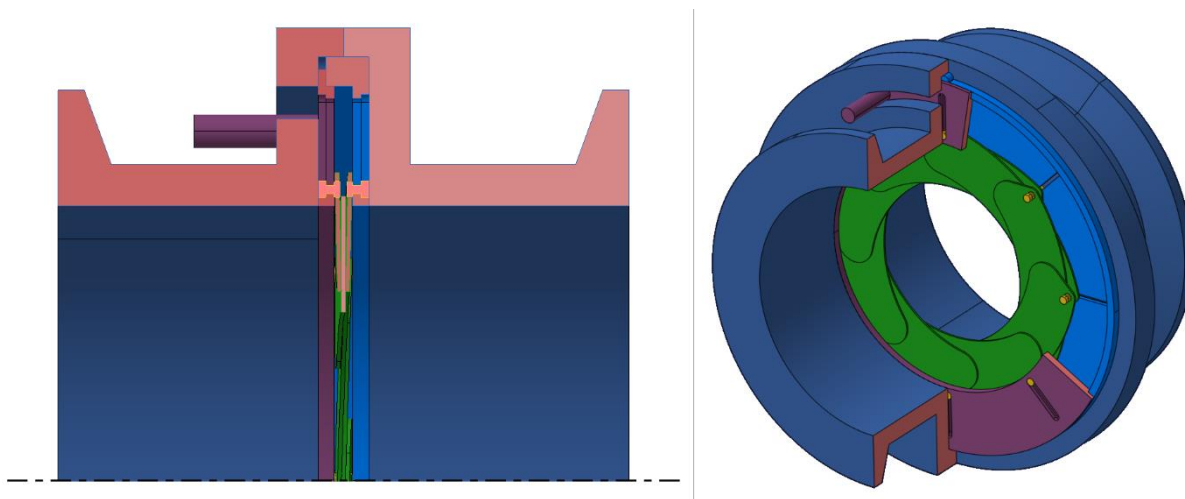
Nevýhodou tohoto mechanismu je velký počet pohyblivých členů a problémy s tím spojené, primárně tedy vůle nezbytné pro zajištění pohyblivosti a tření mezi kontaktními plochami. Celková komplexnost pak zvyšuje nároky na výrobu a montáž, potažmo navyšuje cenu.

3.1.3 CLONA

Klasický mechanismus používaný u čoček fotoaparátů: soustava kovových či plastových plíšků, vzájemně se překrývajících, a rozmístěných pravidelně po celém obvodu regulovaného průřezu. Z obou stran jsou tyto sevřeny prstenci, které tvoří a zároveň ovládají celý mechanismus (Obr. 17). Plíšky jsou volně uchyceny vždy jedním koncem ke každému prstenci, jejichž pootočením vůči sobě dochází k otevření/uzavření clony.

Zatímco u předchozích mechanismů se každý regulující prvek otáčel kolem osy kolmé na směr toku vzduchu, plíšky se otáčejí kolem osy rovnoběžné. Mechanismus clony má tak menší rozměr podél osy turbodmychadla (je kratší), zároveň má ale podstatně větší průměr.

V ideálním případě zde nedochází k cílenému ovlivnění směru toku vzduchu, pouze ke zmenšení průtočného průřezu, a tedy ke škrcení protékajícího vzduchu. Ve skutečnosti plíšky tvoří spirálu, ačkoliv ta má velmi malé stoupání a minimální průtočný průřez.



Obr. 17 Koncept clony: podélný (vlevo) a částečný řez

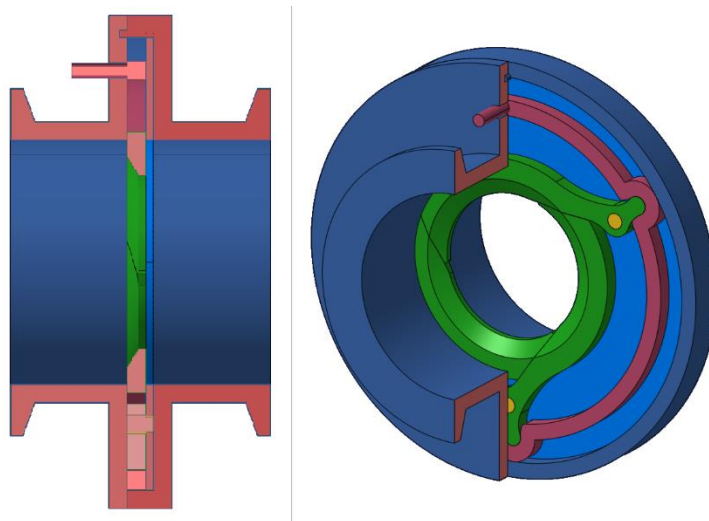
Na rozdíl od obvyklé clony, kdy jsou plíšky k jednou z prstenců uchyceny pouze rotačním spojem, jsou v koncepčním návrhu oba prstence funkční, a vybaveny drážkou pro vedení. Pro uchycení plíšků k prstencům jsou použity kulové čepy, primárně za účelem jednoduchosti a funkčnosti vazeb sestavy. V případě reálného mechanismu by se plíšky musely vzájemně dotýkat nebo být vybaveny podstatně robustnějším uchycením, aby byla zajištěna stabilita.

3.1.4 ČELISTI

Jistým způsobem je tento mechanismus dalším příkladem clony, tentokrát ovšem bez vzájemného překrytí elementů. Konstrukčně se jedná v podstatě o kombinaci clony a VIGV.

Nedotýkající se čelisti jsou ovládány společným prstencem (Obr. 18). Jednotlivé čelisti musejí být robustnější než plíšky, protože na rozdíl od clony nedochází k řetězení opor, a potenciálně hrozí vyvrácení elementů.

Na druhé straně právě díky masivnosti čelistí, jejich axiálnímu opření o základový kroužek (v obrázku zobrazen světle modrou barvou) a radiální opření o sebe navzájem je možné použít podstatně užší čepy (žlutou barvou), což šetří prostor a snižuje hmotnost.



Obr. 18 Koncept čelistí: podélný (vlevo) a částečný řez

Stejně jako clona je tento mechanismus kratší a širší než VIGV nebo klapka. Také neovlivňuje směr ale pouze množství vzduchu vstupujícího do komprese. Oproti předchozím mechanismům tento může teoreticky způsobovat problémy při snaze dosáhnout kontinuální změny průtočného průřezu. Vzhledem k nežádoucímu dotyku čelistí během zavírání/otvírání jsou při částečném otevření mezi čelistmi pravidelně rozmístěné mezery, které (jako klapka) mohou způsobovat tlakové pulzy na kole.

3.2 POROVNÁNÍ KONCEPČNÍCH NÁVRHŮ

Mechanismus pro celkové zpracování byl vybrán na základě dvou hlavních kritérií:

- Vlastnosti vycházející z konstrukce – velikost, hmotnost atp.
- Schopnost plnit požadovanou funkci, tj. ovlivňovat požadovaným způsobem tok vzduchu nasávaného kompresorem, aniž by rozložení tlaku v proudu ohrožovalo kompresorové kolo.

3.2.1 KONSTRUKČNÍ POROVNÁNÍ

Všechny výše uvedené mechanismy jsou konstrukčně i technologicky proveditelné, ale jak bylo u každého z nich zmíněno, mají jisté nevýhody. V následující tabulce (Tab. 1) jsou uvedeny konstrukční parametry, na jejichž základě byl proveden výběr mechanismu pro výsledné zpracování.

Koncepty jsou porovnávány s výchozím turbodmychadlem, které používá VNT mechanismus, aby bylo možno srovnávat i prvky charakteristické pro systém variabilní geometrie. Porovnání samotné je provedeno formou procentuálních přírůstků sledovaných parametrů oproti výchozímu turbodmychadlu dle následujícího vztahu.

$$\text{hodnocení} = \text{výchozí_stav} + \frac{\text{parametr}_{\text{mechanismus}}}{\text{parametr}_{\text{turbodmychadlo}}} \% \quad (3)$$

V případě parametru, který přináší žádoucí změnu nebo nevnaší nové (potenciálně rizikové) rysy, není hodnocení ovlivněno. Např. mechanismus klapky přináší 4 % navýšení hmotnosti, zatímco klapka samotná je podstatně robustnější (širší) než lopatka výchozího VNT mechanismu.

Vzhledem k výraznému rozdílu mezi hodnoceními jednotlivých mechanismů (především třecích ploch) byl použit mediánový průměr namísto obvyklého aritmetického průměru. Ačkoliv byla také zvažována metoda váženého průměru, není možné přiřadit objektivně důležitost jednotlivým parametrům. Přesto i zvolený způsob je diskutabilní, neboť požadavky kladené na jednotlivé parametry závisí na zákazníkovi. Pro účel porovnání jsou všechny parametry považovány za stejně důležité.

Tab. 1 Porovnání konstrukčních parametrů jednotlivých mechanismů

Porovnávané parametry		Výchozí stav	Klapka	VIGV	Clona	Čelisti
Mechanismus	Délka	100,0 %	132,1 %	131,1 %	124,8 %	125,3 %
	Šířka	100,0 %	142,7 %	147,7 %	164,8 %	202,0 %
	Hmotnost	100,0 %	104,0 %	104,3 %	106,5 %	109,1 %
Součástky	Počet	100,0 %	103,3 %	109,2 %	123,3 %	108,3 %
	Robustnost	100,0 %	100,0 %	100,0 %	175,0 %	100,0 %
	Třecí plochy	100,0 %	129,3 %	189,6 %	1049,4 %	538,1 %
Mediánový průměr		100,0 %	116,7 %	120,1 %	144,8 %	117,2 %

Za nejlepší mechanismus je z konstrukčního hlediska považován ten, který přináší nejmeně záporných a nejvíce kladných vlastností, tedy takový, jehož výsledné hodnocení je nejmenší. V tomto případě se jedná o mechanismus klapky, který přináší méně než 17% celkové navýšení sledovaných parametrů.

3.2.2 FUNKČNÍ POROVNÁNÍ

Dalším důležitým porovnávacím kritériem je funkce mechanismu, především pak vliv na kompresorové kolo. Z tohoto důvodu byla provedena jednoduchá CFD simulace mechanismů v řešícím modulu FloEFD⁴ pro CAD programy, který používá kartézskou diskretizační síť.

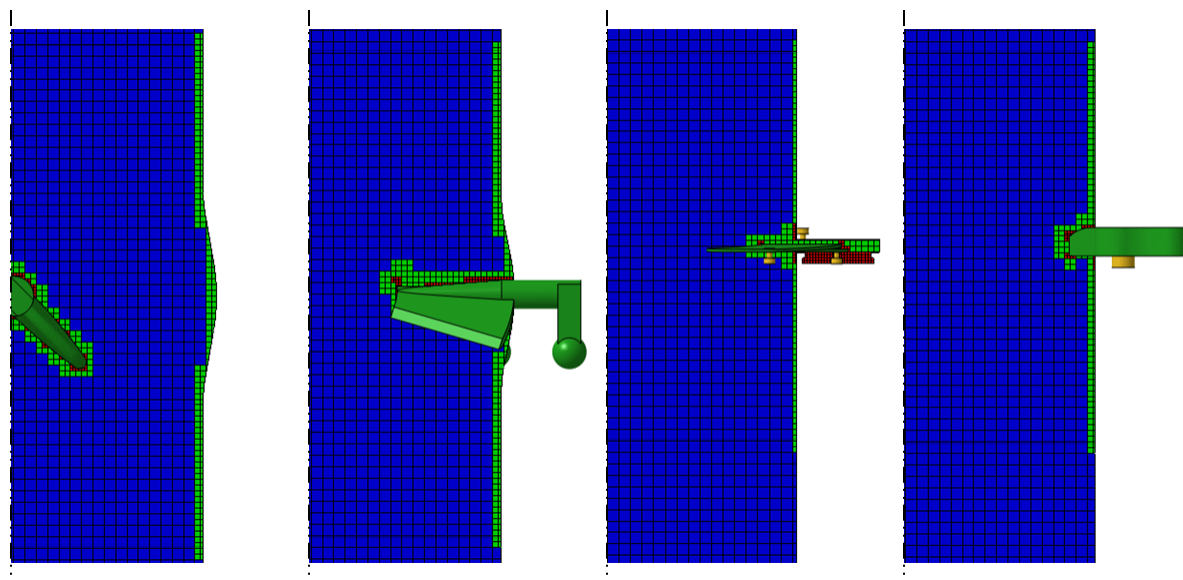
Diskretizace mechanismů byla na základě konzultace s výpočtářským oddělením firmy Honeywell provedena pomocí zavedeného postupu. Tento byl ověřen jako dostatečně přesný při rozumném výpočtovém čase. Dle tohoto postupu byla síť vytvořena následovně:

- Základní velikost elementu jsou 2 [mm].
- Elementy v kontaktu se stěnou uložení mechanismu (v Obr. 15 až Obr. 18 temně modrou barvou) mají velikost 1 [mm].
- Elementy v kontaktu s aktivními (Obr. 15 až Obr. 18 zelenou barvou) a semi-aktivními členy jsou 0,5 [mm] velké.

⁴ Mentor: A Siemens Business <https://www.mentor.com/products/mechanical/floefd/>

- Bylo nastaveno dodatečné zjemnění sítě v oblasti drobných tvarových prvků, není vykresleno.

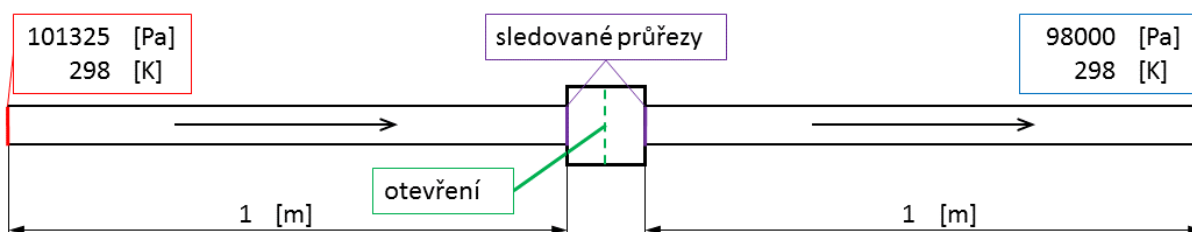
Výsledná síť použitá pro výpočet je ukázána v Obr. 19.



Obr. 19 Síť pro CFD výpočet

Za účelem zjednodušení a porovnatelnosti byly všem simulacím opět nastaveny stejné výchozí podmínky (Obr. 22):

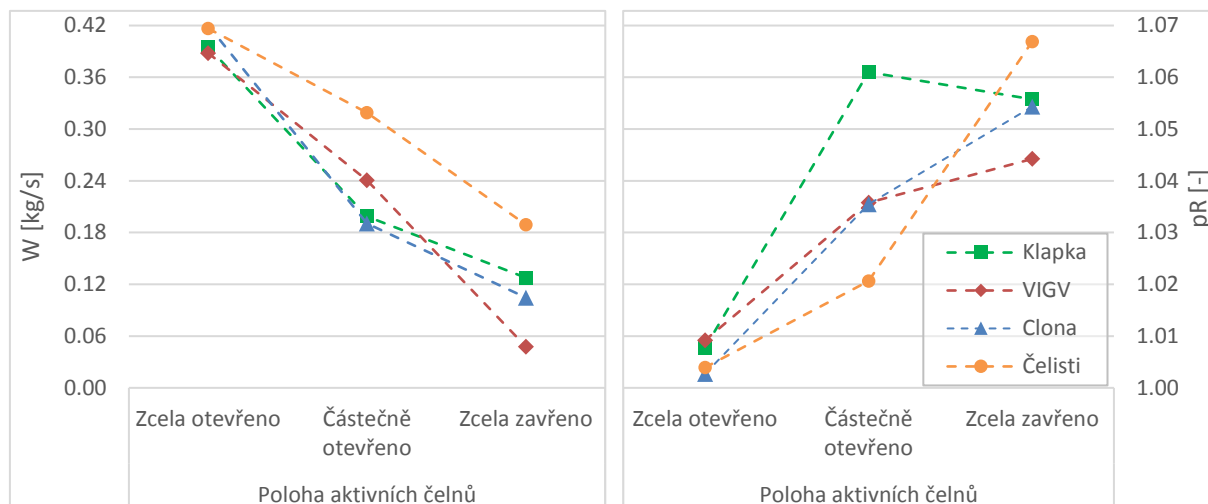
- Na vstup i na výstup mechanismu bylo připojeno potrubí o délce 1 [m].
- Vstupní tlak byl nastaven na absolutní hodnotu 101325 [Pa].
- Výstupní tlak byl nastaven na absolutní hodnotu 98000 [Pa].
- Vstupní i výstupní teplota byla nastavena na 298 [K].
- Byly simulovány tři různé stavy dle polohy aktivních prvků:
 - ~ Zcela otevřeno.
 - ~ Zcela zavřeno.
 - ~ Poloviční otevření – střední poloha ovládacího prvku.



Obr. 20 Vstupní podmínky CFD simulací

Simulován byl pouze stacionární stav, přičemž jako konvergenční parametr byl použit hmotnostní průtok s kritériem 0,3 % a stabilizačním intervalem 100 iterací.

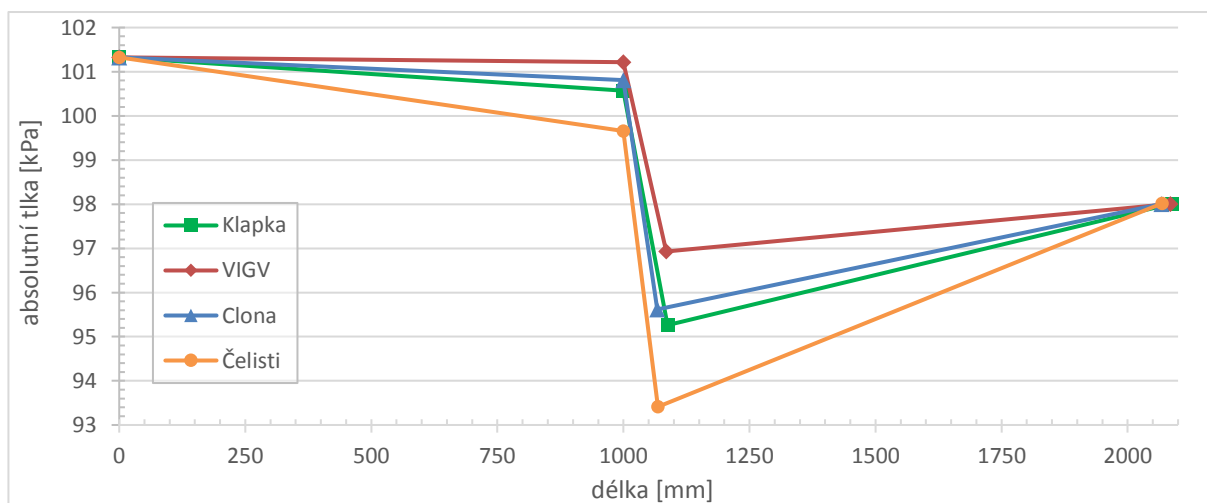
V následujícím grafu (Obr. 21) je zobrazeno, jak jednotlivé mechanismy ovlivňují hmotnostní tok modelovým potrubím, a jakou způsobují tlakovou ztrátu, resp. jaký tlakový poměr pR [-] vzniká mezi sledovanými průřezy. Měřeny byly pouze dílčí body, křivky slouží jako vodící linky pro případ, kdy se body překrývají a nejsou zřetelné



Obr. 21 Porovnání hmotnostního toku a tlakových ztrát jednotlivých mechanismů při různém otevření

V plně otevřené poloze navzdory kompenzaci průtočného průřezu klapky a VIGV tyto mechanismy přesto omezují průtok, čemuž odpovídají i tlakové ztráty, které jsou vyšší než v případě clony a čelistí. Průběh omezení hmotnostního má v případě klapky a clony nelineární průběh, nicméně vhodnou kalibrací ovládacího programu je možné patřičným nastavením kroku linearitu dosáhnout. Výrazné rozdíly ve zcela zavřené poloze jsou dány konstrukčními odlišnostmi. Zatímco clona a čelisti byly konstruovány za účelem zmenšení průtočného průřezu na polovinu, u klapky a VIGV se vzhledem k nutným zástavbovým prostorům a rozvržení kinematiky nepředpokládal pohyb v celém rozsahu.

Pro lepší pochopení vlivu na tlakové ztráty je dále vykreslen grafy průběhu tlaku po délce potrubí (Obr. 22) pro plně zavřené poloze.



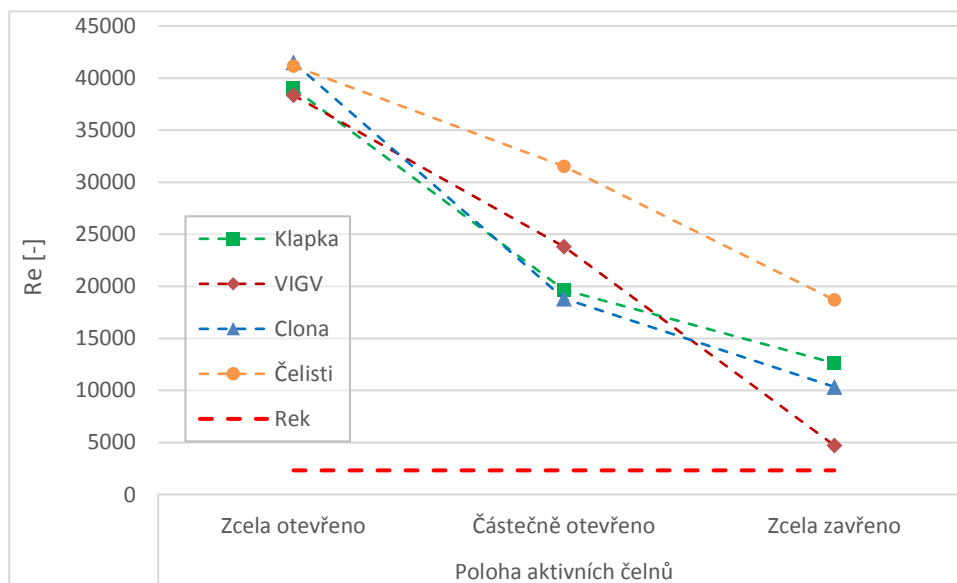
Obr. 22 Průběh tlaků po délce potrubí v plně zavřené poloze

Je třeba mít na paměti, že simulace není naprosto věrným zobrazením skutečnosti. Porovnání hodnot průtoku a tlaků je mnohem podstatnější než hodnoty samotné. U *CFD* simulací obecně platí, že mohou být použity pro optimalizaci nejen škrticího mechanismu, ale např. zakřivení kanálu apod., nicméně se jedná pouze o porovnávání změn. Pro dosažení přesných výsledků je třeba provést buďto simulaci velice detailní, nebo reálné měření, což je v dnešní době stále ještě časově a finančně výhodnější.

V reálném měření se navíc projeví všechny jevy, a to i takové, se kterými si simulace jen těžko poradí, jmenovitě turbulence. Pro názornost byla dle vztahu (4) vypočtena Reynoldsova čísla Re pro vstupní průřez, kde jsou přibližně atmosférické podmínky a známý hmotnostní průtok.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{\frac{W}{\rho \cdot S} \cdot d}{\nu} = \frac{\frac{4 \cdot W}{\rho \cdot \pi \cdot d^2} \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot \frac{W}{\rho \cdot \pi \cdot d}}{\nu} \quad (4)$$

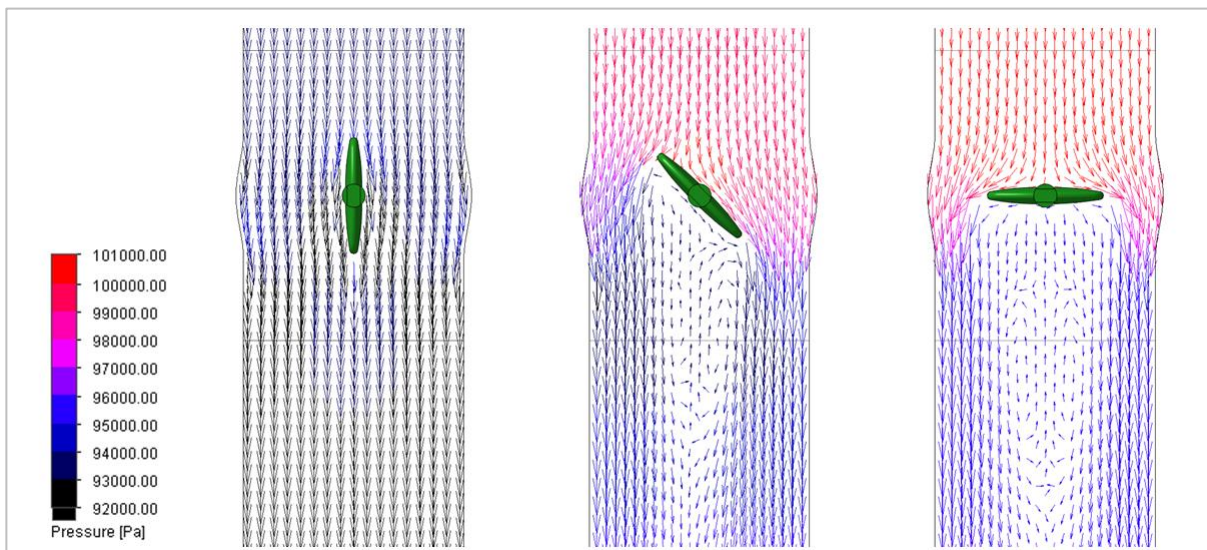
Průměr d byl zadán jako 66,35 [mm] (více dále v 3.3), hustota vzduchu ρ pro atmosférické podmínky je 1,25 [kg/m³], kinematická viskozita vzduchu ν je $1,55 \cdot 10^{-4}$ [m²/s] dle [20] při pokojové teplotě ~25 [°C].



Obr. 23 Reynoldsova čísla na vstupním průřezu

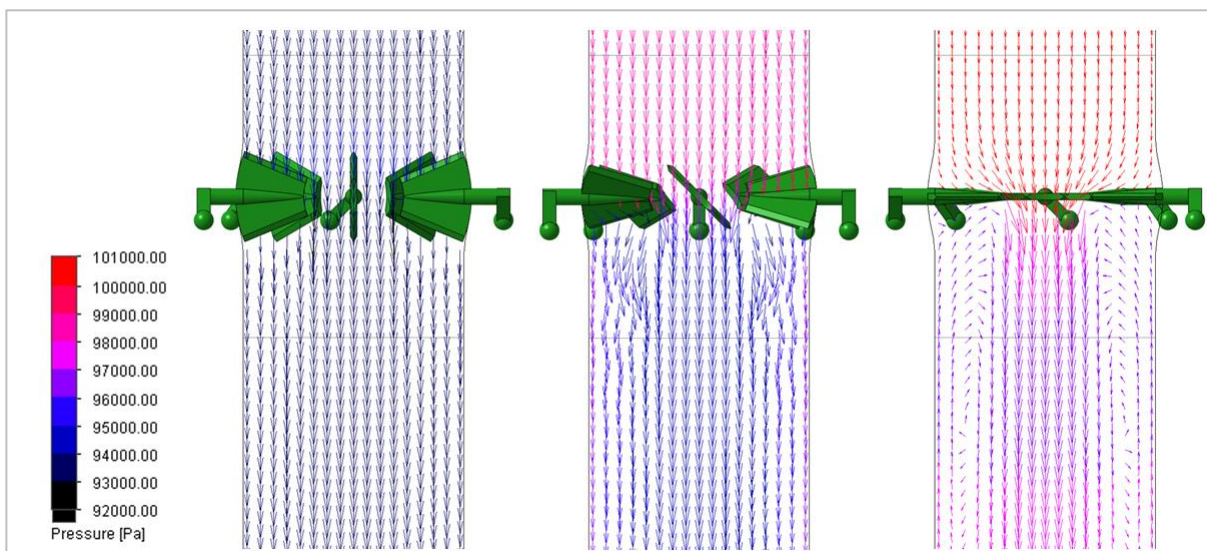
Kritická hodnota Reynoldsova čísla je 2320 [-], což (jak na první pohled patrné z Obr. 23) je podstatně méně než nejmenší dosažená hodnota, a to pouze ve vstupním průřezu, kde je teoreticky proud nejstabilnější. Jedná se tedy o vysoce turbulentní proudění po celé délce zkušebního potrubí.

Detailní náhled do chování mechanismů přináší následující vykreslení rozložení tlaků vždy v podélné rovině symetrie. V jednotlivých obrázcích vyjadřují šipky směr a rychlost toku, jejich barva udává aktuální hodnotu tlaku dle zobrazené škály. Pro lepší přehlednost a porovnatelnost bylo všem stupňům otevření nastaveno stejné měřítko pro rozlišení hodnot tlaků. Dále byla většina součástí v následujících pohledech skryta pro lepší viditelnost vektorů proudění. Tenké příčné linky značí začátek/konec mechanismu, resp. přechod z/do potrubí.



Obr. 25 Rozložení tlaků a okamžitý směr proudu při průchodu mechanismem klapky

Z Obr. 25 je jasné patrné, že ačkoli je rozložení tlaku ve výstupním průřezu klapky převážně rovnoměrné, tak směr a rychlost proudu už takové zdaleka nejsou. Na první pohled se může zdát, že takovéto rozložení je při vstupu na kompresorové kolo ideální, neboť střed kola má pouze pevnostní a stabilizační účel, na kompresi se nepodílí a není tedy zapotřebí udržovat v té oblasti směr a rychlost proudu. Přestože je toto tvrzení principálně správné, zásadní problém je rotační symetrie, která je pro práci a především životnost kola naprosto zásadní, a kterou právě klapka postrádá.

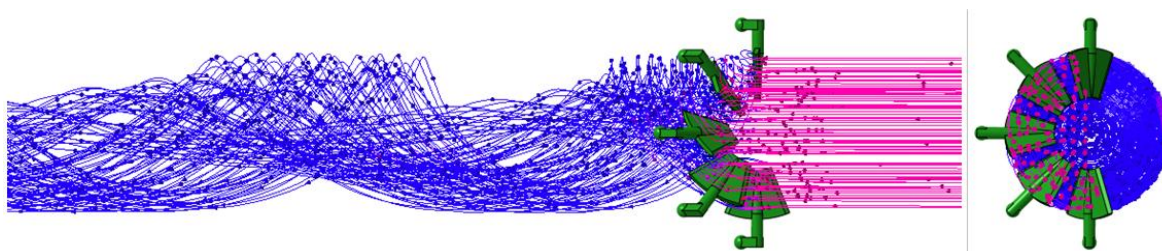


Obr. 24 Rozložení tlaků a okamžitý směr proudu při průchodu mechanismem VIGV

Na rozdíl od klapky je mechanismus VIGV (Obr. 24), a všechny další, rotačně symetrický, způsob ovlivnění toku vzduchu pak analogicky také, proto jsou ve všech podélných rovinách procházejících osou sledované parametry rozloženy stejně. Dále pak je proud omezen zvenku, tzn. od vnějšího průměru.

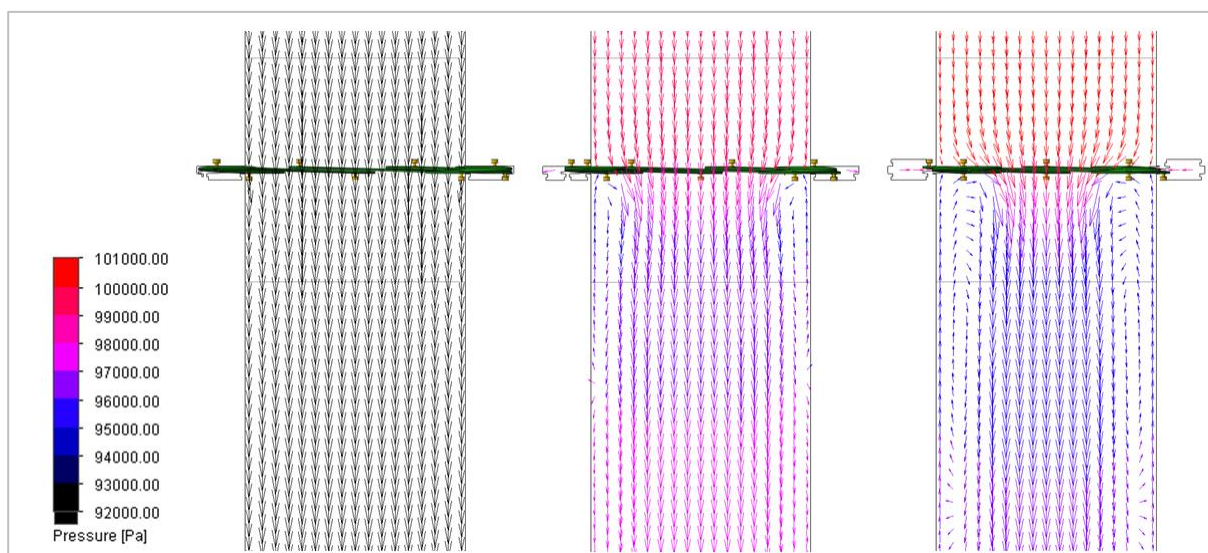
Rozdíl mezi úplným a částečným otevřením VIGV není na Obr. 24 příliš výrazný, protože se jedná o změnu směru toku, spíše než rychlosti. Natočením lopatek vzniká vír, který je téměř

neměnný po celé délce výstupního potrubí (více zřetelné v Obr. 26). Reálný vliv tohoto jevu na kompresor je popsán v kapitole 2.2.2.



Obr. 26 Detail trajektorií proudu mechanismu VIGV (tok zprava doleva, vpravo pohled do vstupu)

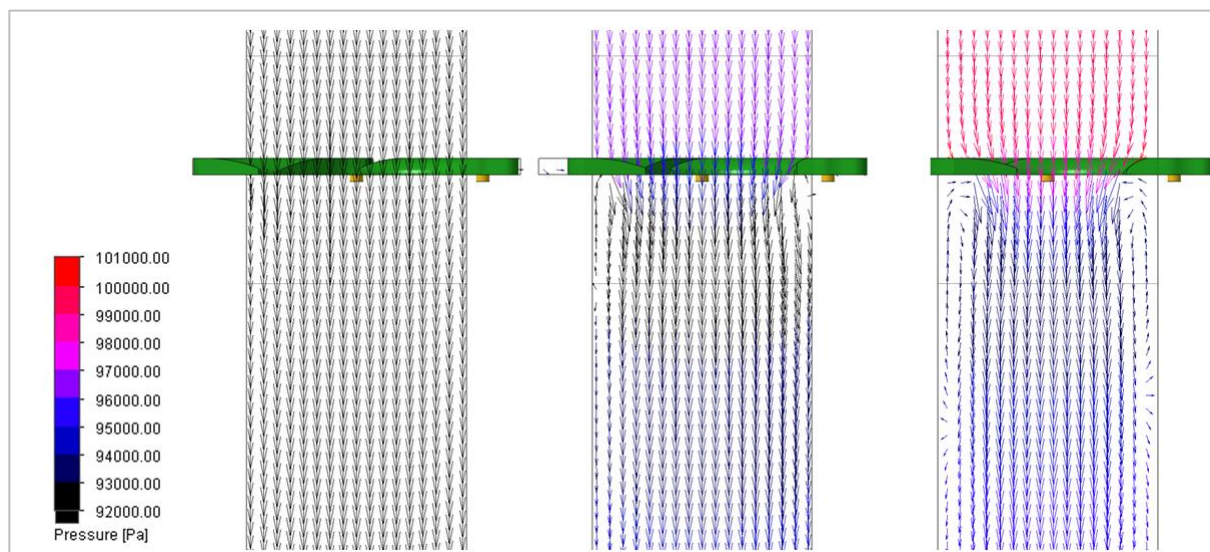
Clona už směr toku vzduchu, alespoň primárně, neovlivňuje, dochází pouze ke škrcení průřezu. Rychlost a tlakové rozložení proudu (Obr. 27) odpovídá očekávání – s přibývajícím stupněm zavření se zvyšuje tlak na vstupu do mechanismu, a pod plíšky se tvoří mezní vrstva přecházející až do zpětného toku.



Obr. 27 Rozložení tlaků a okamžitý směr proudu při průchodu mechanismem clony

Plně zavřená poloha čelistí způsobuje ovlivnění proudu velice podobné jako v případě clony. Zatímco se ale clona chová v podstatě stejně jako jednoduché vložené mezikruží, čelisti jsou vyšší (v podélném směru toku delší) a je tedy možné je zaoblením přizpůsobit proudu (Obr. 28). To linearizuje přechod z čelisti do potrubí a zmenšuje obvodovou tlakovou kapsu, přestože zmenšení průtočného průřezu je v obou případech stejné.

Vzhledem ke konstrukci je rotační symetrie zajištěna pouze v případě úplného zavření. Částečné a úplné otevření destabilizuje proud podél stěny a v příčném průřezu mechanismu tedy není rozložení tlaků stejné. Tento nežádoucí jev nicméně není patrný už na výstupu z mechanismu, kde je proud opět stabilní, a tudíž není v tuto chvíli brán v potaz.



Obr. 28 Rozložení tlaků a okamžitý směr proudu při průchodu mechanismem čelistí

Na základě všeho výše zmíněného je teoreticky mechanismus *VIGV* nejvýhodnější z hlediska směřování a omezení toku vzduchu. To je ovšem dáno faktem, že byly úmyslně použity větší lopatky, a to s ohledem na kinematiku ovládání. Při použití lopatek, které by stejně jako clona a čelisti pokrývaly v plně zavřeném stavu polovinu průtočného průřezu, dojde k ovlivnění proudu v podstatě stejně jako v případě clony.⁵

Vzhledem k předpokladu aplikace mechanismu v komerčním sektoru je rozhodující především poměr získané výhody ku ceně vývoje, výroby a nutné údržby. *VIGV* je kvůli ceně vhodný spíše pro již nákladné a náročné aplikace (např. motorsport). Dále je mechanismus vyvíjen jako ochrana před dosažením náporové křivky, nikoli jako modulátor kompresorové mapy. Na základě těchto podmínek, v kombinaci s porovnáním konstrukčních vlastností, byl pro celkové zpracování zvolen mechanismus čelistí.

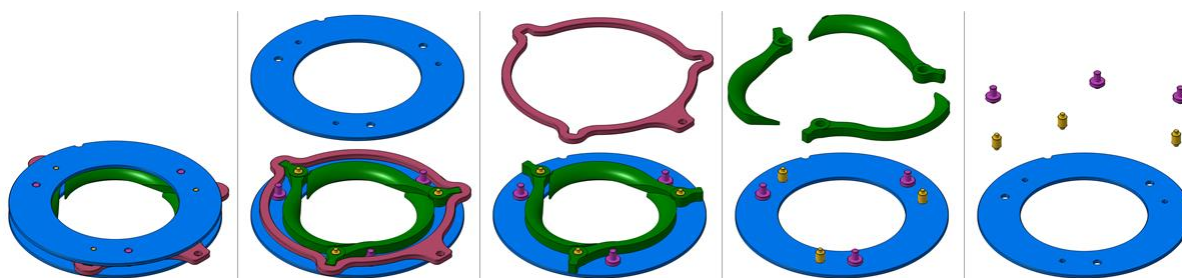
3.3 ZPRACOVÁNÍ ZVOLENÉHO MECHANISMU

Původní koncept byl výrazně upraven, aby vyhovoval montážním a provozním požadavkům (Obr. 29). Byl přidán svrchní základový kroužek (modrý), aby mechanismus tvořil jednu celistvou kazetu (obvykle z angličtiny „cartridge“). Dále byly přidány tři čepy (fialové) pro vedení ovládacího prstence (vínový), aby nedošlo k radiálnímu kontaktu prstence s rameny čelistí. V rámci snížení hmotnosti a zmenšení třecích ploch byl ovládací prstenec ztenčen, jeho axiální polohu zajišťují osazení na jeho čepech. Čelisti samotné (zelené) jsou vedeny svými vlastními čepy (žluté).

Všechny čepy jsou do základových kroužků instalovány s přesahem, aby byla zajištěna stabilita a radiální vůle, zároveň ale také aby tato vůle nebyla příliš velká a nedocházelo k přílišnému vzájemnému pohybu. Pro zajištění souososti děr a jejich vzájemné polohy i vzhledem k vnějšímu a vnitřnímu průměru základového kroužku je doporučeno provádět dokončovací

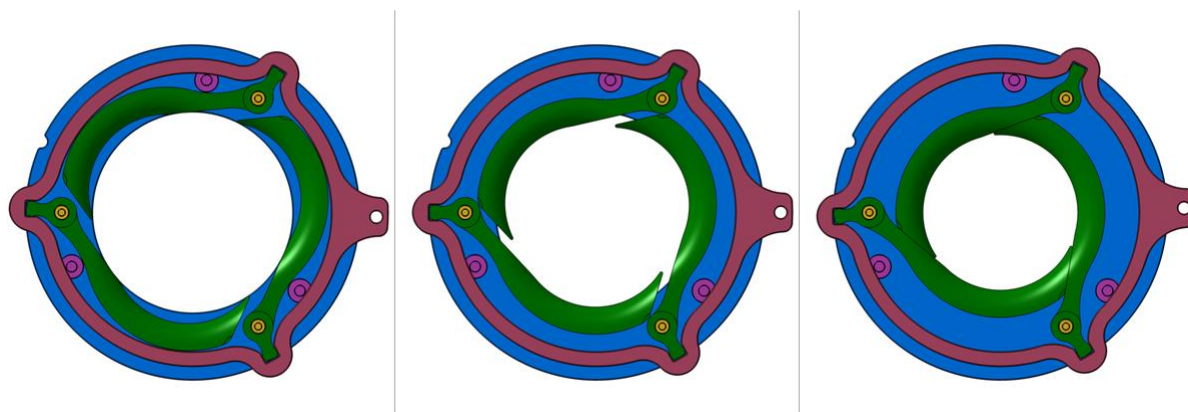
⁵ Při porovnávání mechanismů je dále zapotřebí uvažovat, že při plném zavření u všech vznikají pod elementy tlakové kapsy tvořené zpětně proudícím vzduchem. Tomuto jevu se lze teoreticky vyhnout, nicméně mechanismus měnící průtočný průřez a zachovávající tečné přestupy tohoto průřezu by byl technologicky, konstrukčně a velikostně nevyhovující. Hovoříme-li ovšem o takovémto hypotetickém mechanismu, pak je třeba ještě zmínit vliv klapky na chování proudu, ze kterého vyplývá, že optimálnější škrcení by vycházelo z osy rotace kompresoru a při uzavírání by se zachovával vnější průměr, tedy průměr potrubí (resp. vstupní průměr kola).

obrábění a vrtání vždy na dvou kroužcích zároveň, a pouze jako dvojice používat k montáži kazet.



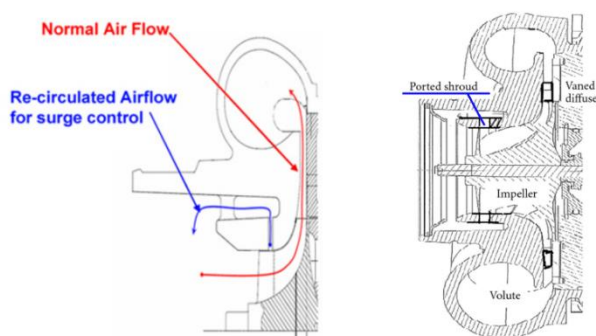
Obr. 29 Mechanismus v postupném rozpadu

Pojištění proti vzájemnému pootočení kazety a jejího uložení je realizováno drážkou na vnějším obvodu obou základových kroužků. K usnadnění výroby a omezení chyb při montáži (nezáleží na tom, který kroužek je použit jako horní) je vhodné obrobit ji v obou kroužcích bez ohledu na to, který kroužek bude v kontaktu s protikusem.



Obr. 31 Mechanismus (zleva) v úplném otevření, částečném otevření a úplném zavření

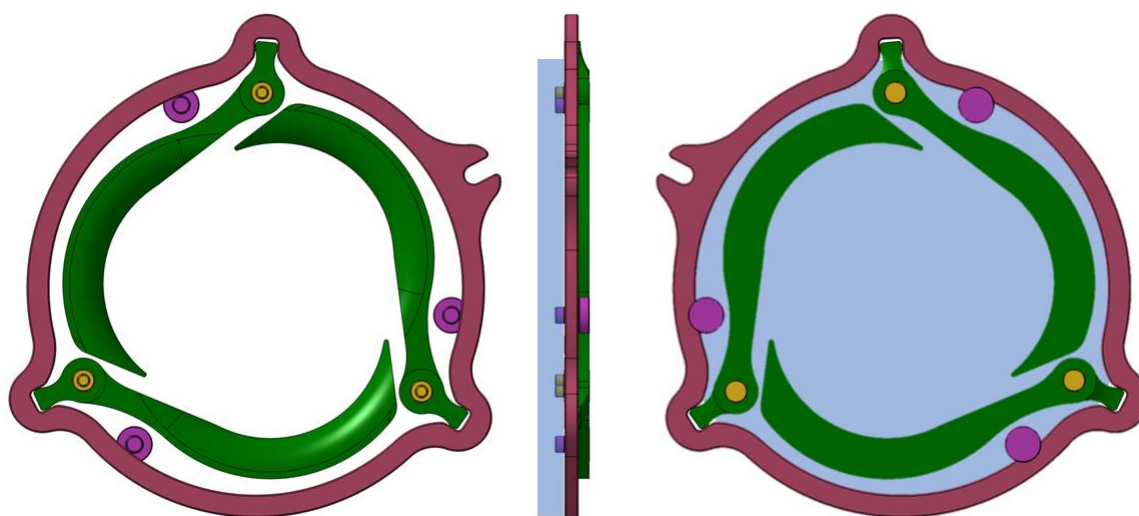
Jak bylo zmíněno v úvodu kapitoly, mechanismus byl konstruován jako modifikace stávající skříně, čemuž odpovídají i rozměry. Vnitřní průměr základového kroužku byl tímto zvolen 66,35 [mm], což je průměr původního plechového mezikruží, které na skřini obvykle překrývá přepadový kanál (obvykle z angličtiny „ported shroud“), a omezuje hluk způsobený recirkulací plynů (Obr. 30).



Obr. 30 Funkce a vzhled přepadového kanálu, [3], [2]

V zavřeném stavu je průměr 51,39 [mm], což vytváří plochu o 60 % původního průřezu, změna virtuálního *TRIM* je stejná. Tato hodnota je větší než bylo koncepčních 50 %, nicméně na základě porovnání kompresorových map s různou hodnotou *TRIM* bylo rozhodnuto, že je takovéto zmenšení pro požadovanou funkci dostatečné, a zároveň klade menší nároky na zástavbové prostory.

Přes všechny výhody mechanismu v jednotné kazetě bylo rozhodnuto konstrukci dále upravit. Aby bylo omezeno množství komponent, proces výroby usnadněn a zlevněn, a aby byl celý mechanismus lehčí, byly základové kroužky odstraněny a uložení čepů se stalo součástí skříně mechanismu. Dále budou čepy instalovány s přesahem pouze jednostranně, což sníží následky potenciálních chyb při obrábění jejich uložení. Vzhledem k absenci kroužků je také možné umístit ovládání blíže ose mechanismu (Obr. 32).



Obr. 32 Konečný návrh mechanismu

Zbytek mechanismu zůstal nezměněn, stejně jako princip funkce. Modrou průsvitnou barvou je na obrázku znázorněno základové hliníkové těleso, které bude nahrazovat původní kroužky.

3.4 ŘEŠENÍ KINEMATIKY OVLÁDÁNÍ

Kinematika je často tím nejkritičtějším prvkem mechanismů. Nejedná se pouze o pohyblivost mechanismu samotného, ale více než často o připojení k akčnímu členu, které může být omezeno zástavbou, podmínkami (příliš vysoká teplota či vibrace) atd.

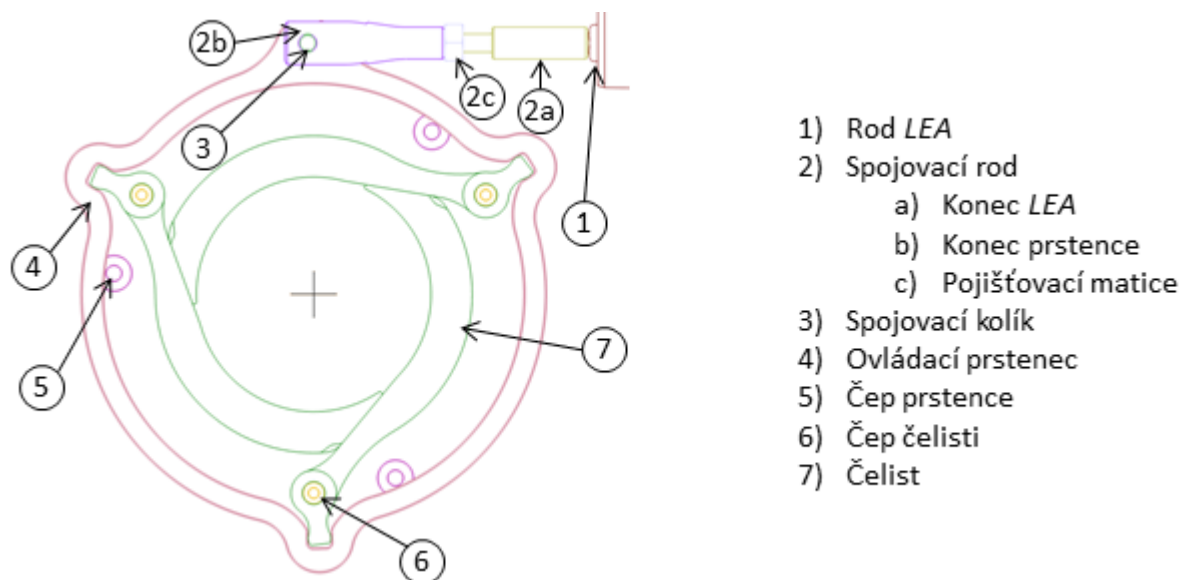
V tomto konkrétním případě se jedná o kompresorovou, tedy „studenou“, stranu turbodmychadla. Díky tomu je možné upřednostnit kompaktnost a umístit ovladač do těsné blízkosti mechanismu.

3.4.1 NÁVRH KINEMATIKY, VOLBA A UMÍSTĚNÍ OVLADAČE

Obecně platí zásada udržovat kinematický řetězec co nejkratší, což omezuje ztráty ve vazbách a samovolnou pohyblivost mechanismu vlivem vůlí nezbytných k zajištění pohyblivosti. Původně byl zvažován, obecně je také preferován, rotační elektrický aktuátor (dále jen *REA*). Tento poskytuje vysoký rozsah pohybu a variabilitu funkčních parametrů. Připojení k mechanismu ovšem vyžaduje hodně prostoru v závislosti na uložení, uvnitř nebo vně skříně,

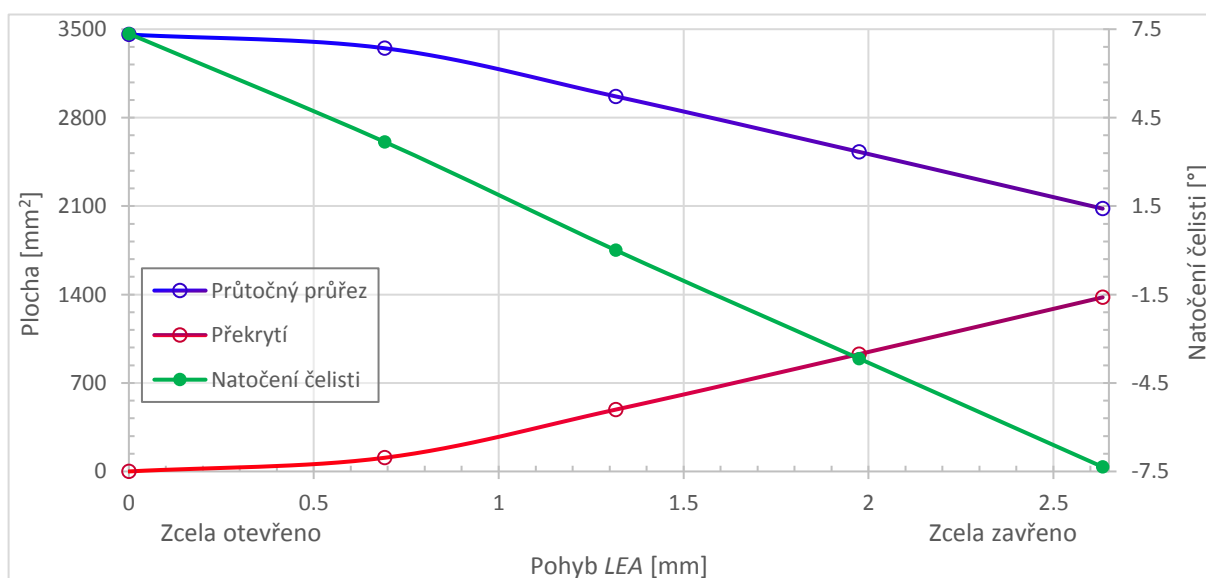
přičemž uložení venku je obvyklejší, neboť při vnitřním uložení rozměry (a tedy i hmotnost) skříně narůstají.

Protože konstruovaný mechanismus nevyžaduje velkou pohyblivost ovladače (prstenec má rozsah pohybu pouze $2^{\circ}44'$), byla upřednostněna kompaktnost a zvolen lineární aktuátor (dále jen *LEA*). Rozložení mechanismu v kombinaci s ovladačem je na Obr. 34.



Obr. 34 Návrh kinematiky mechanismu

Rod (1) je přímou součástí *LEA* a koná pouze lineární pohyb, rozsah přibližně 2,63 [mm]. Spojovací člen (2) je kvůli modulárnosti a variabilnosti obvykle složen ze dvou elementů pojištěných vůči sobě maticí. Ovládací prstenec (4) přenáší posuvný pohyb rodu na rotační pohyb otáčející čelistmi (7). Má naprosto stejnou funkci jako v mechanismu *VNT* – ovládat elementy a synchronizovat jejich vzájemnou polohu. Čepy (4 a 5) zajišťují vedení prstence a čelistí tak, aby docházelo k přenosu pouze sil způsobujících rotaci, a nikoli posuvných sil.



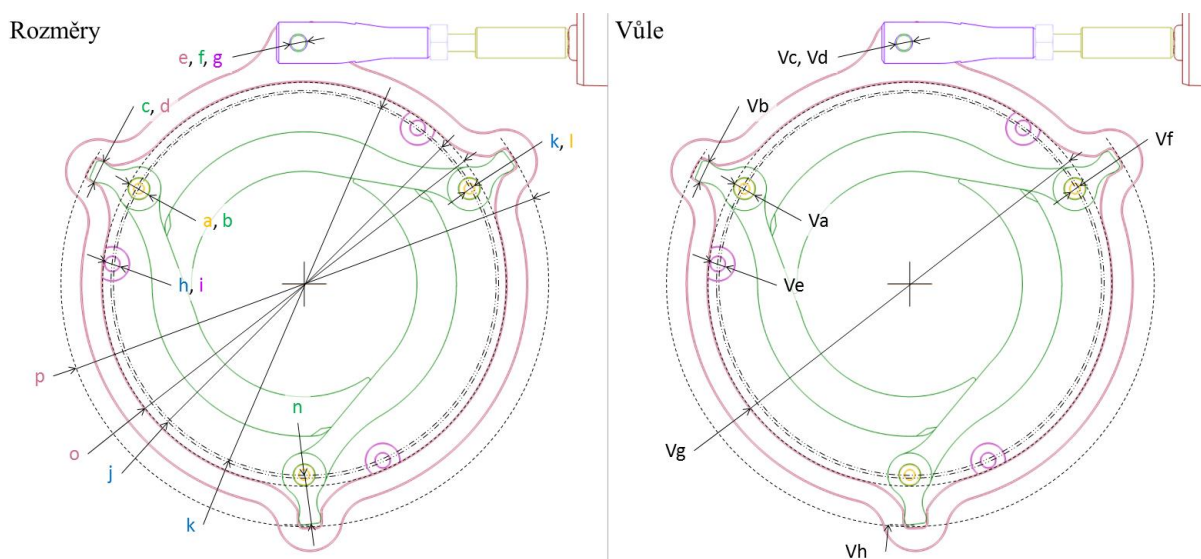
Obr. 33 Změna průtočného průřezu a překrytí v závislosti na poloze aktivních členů

Často se jako jednoduchá charakteristika mechanismu udává pouze závislost natočení hnaného členu na natočení hnacího členu. Účelem je nicméně v tomto případě nikoliv pohyb, jehož závislost je lineární, ale přehrazení sání kompresoru. V Obr. 33 je kromě tohoto parametru vykreslen i aktuální průtočný průřez. Součet hodnot těchto dvou parametrů musí být logicky pro každý stupeň otevření stejný.

Nelinearita překrytí v počátečních stupních zavření odpovídá konstrukci čelistí – pouze konce a přechody zasahují do průtočného průřezu. Při polovičním zavření už je vnitřní oblou čelisti zcela vysunut a dochází pouze k jeho pohybu. Přírůstek plochy překrytí je proto lineární.

3.4.2 ROZMĚROVÁ KONTROLA

Jako kontrola splnění požadavků na zachování vůlí/přesahů se provádí výpočet tolerančních polí. Tento výpočet kombinuje mezní rozměry (nominální hodnoty \pm tolerance) a zjišťuje, jestli dojde ke kontaktu těles i přes to, že je požadována vůle (analogicky jestli vznikne vůle při požadovaném přesahu). Pro přehlednost jsou v Obr. 35 uvedeny hodnoty a vůle pouze pomocí značek, jejich význam a limitní hodnoty jsou dále v tabulce (rozměry jsou v milimetrech).



Obr. 35 Rozměry a počítané vůle mechanismu

Kromě jednoduchého výpočtu byla provedena i kontrola vůlí po ohřevu, protože skříň má často teplotu přes 150 [°C]. Ačkoli to není z hlediska celého turbodmychadla příliš vysoké číslo – plyny vstupující na turbínu dosahují u této velikosti a aplikace teplotou přibližně 800 [°C], proto se o kompresorové části běžně hovoří jako o „studené“ straně turbodmychadla – při rozměrové kontrole je třeba tento faktor uvažovat.

Pro výpočet byly použity dle [13] koeficienty tepelné roztažnosti $\alpha_o = 1.1 \cdot 10^{-11}$ [K⁻¹] pro ocel a $\alpha_h = 2.4 \cdot 10^{-11}$ [K⁻¹] pro hliník. Přesná hodnota ohřevu není známá, proto je pro jednoduchost uvažován ohřev $\Delta T = 150$ [K]. Veličiny jsou dosazovány do vztahu (5), výsledné hodnoty jsou společně s hodnotami před ohřevem uvedeny v Tab. 2.

$$l_T = l_0 + l_0 \cdot \alpha_x \cdot \Delta T \quad (5)$$

Tab. 2 Rozměry pro výpočet vůlí v mechanismu

Rozměr		Limits	
#	Popis	za studena	za tepla
a	Průměr čepu čelisti	4,96 – 4,98	4,96 – 4,98
b	Průměr vývrtu čelisti	4,99 – 5,01	4,99 – 5,01
c	Průměr hlavy ramene čelisti	4,97 – 5,03	4,97 – 5,03
d	Průměr kapsy prstence	5,07 – 5,13	5,07 – 5,13
e	Průměr uložení kolíku v prstenci	4,03 – 4,07	4,03 – 4,07
f	Průměr spojovacího kolíku	3,99 – 4,02	3,99 – 4,02
g	Průměr uložení kolíku v rodu	3,94 – 3,98	3,94 – 3,98
h	Průměr uložení čepu prstence	3,58 – 3,62	3,58 – 3,62
i	Ukládací průměr čepu prstence	3,63 – 3,67	3,63 – 3,67
j	Roztečný průměr uložení čepů prstence	87,9 – 88,1	87,9 – 88,1
k	Průměr uložení čepu čelisti	2,48 – 2,52	2,48 – 2,52
l	Ukládací průměr čepu čelisti	2,53 – 2,57	2,53 – 2,57
m	Roztečný průměr uložení čepů čelistí	86,90 – 87,10	86,90 – 87,10
n	Vzdálenost hlavy ramene od osy rotace čelisti	11,27 – 11,33	11,27 – 11,33
o	Vnitřní průměr prstence	92,00 – 92,02	92,00 – 92,02
p	Roztečný průměr kapes prstence	110,95 – 111,05	110,95 – 111,05

Do výpočtu (Tab. 3) vstupují horní limity se znaménkem plus a spodní limity se znaménkem minus. Tímto výpočtem jsou získány horní limity vůlí. Pro dosažení spodních limit je třeba použít stejné rovnice (neměnit znaménka), a dosazovat opačné hodnoty – namísto spodních limit jsou dosazovány limity horní a opačně.

Tab. 3 Vůle v mechanismu

Vůle			Limits	
#	Popis	Výpočet	za studena	za tepla
Va	Vůle čepu ve vývrtu čelisti	=b-a	0,01 – 0,05	0,01 – 0,05
Vb	Vůle hlavy čelisti v prstenci	=d-c	0,04 – 0,16	0,04 – 0,16
Vc	Vůle v kolíku v prstenci	=e-f	0,01 – 0,08	0,01 – 0,08
Vd	Vůle kolíku v rodu	=g-f	-0,08 – -0,01	-0,08 – -0,01
Ve	Vůle čepu prstence v uložení	=h-i	-0,09 – -0,01	-0,09 – -0,01
Vf	Vůle čepu čelisti v uložení	=k-l	-0,09 – -0,01	-0,09 – -0,01
Vg	Vůle prstence v uložení	=o-j-i	0,23 – 0,49	0,23 – 0,49
Vh	Vůle mezi ramenem a prstencem	=p-m-b+a-2·n+o+i-o-i	1,12 – 1,62	1,12 – 1,62

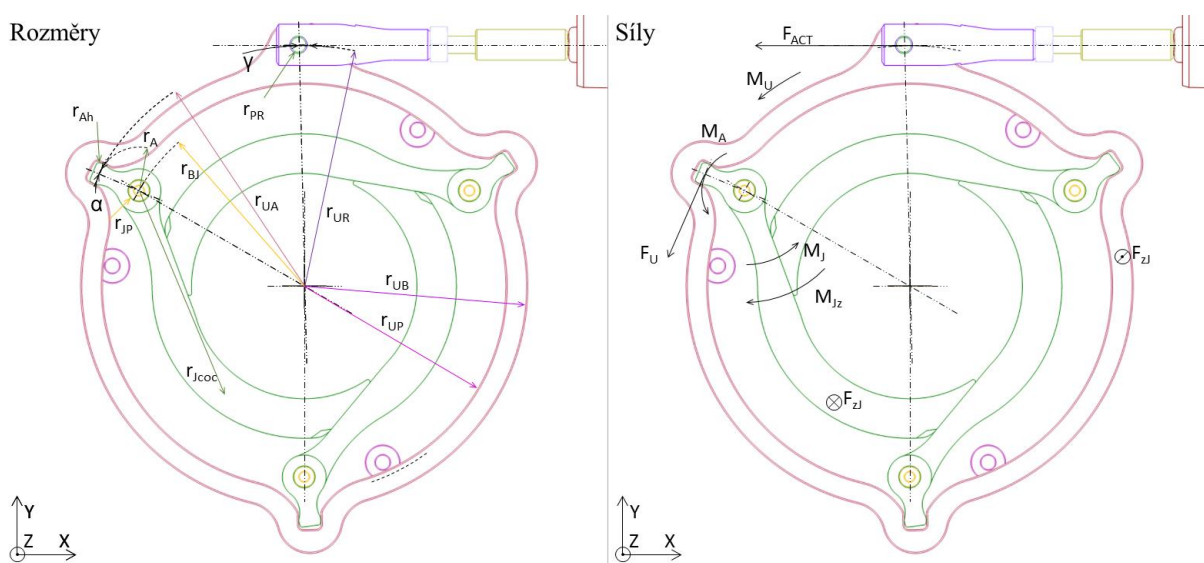
Ačkoli výpočet prokázal, že na dvě desetinná místa nemá ohřev znatelný vliv na rozměry ani vůle (resp. přesahy), jistě není dobré tuto kontrolu opomenout. Při změně vstupních podmínek – vyšší ohřev, větší požadovaná přesnost, změna rozměrů – se může vliv ohřevu projevit výrazněji a potenciálně způsobit problémy, např. zaseknutí mechanismu, uvolnění komponenty z instalovaného přesahu atp.

3.4.3 VYŠETŘENÍ PŮSOBÍCÍCH SIL

Po rozměrové kontrole je třeba provést ještě kontrolu silovou. Tou je ověřováno, jestli je hnací člen schopen vyvinout dostatečnou sílu a pohybovat patřičnými komponenty v celém rozsahu pohybu. Je několik postupů, jak zjistit požadovanou sílu. V tomto případě byl použit analytický přístup v kombinaci s *CFD* simulací.

Ze simulace byly získány síly působící na čelisti a prstenec ve směru osy mechanismu, a moment působící na čelisti v téže směru. Ostatní síly nejsou uvažovány – hmotnost je ve srovnání s ostatními silami zanedbatelná a její směr (resp. natočení mechanismu) neznámý.

Stejně jako v předchozím případě jsou v následujícím obrázku (Obr. 36) zobrazeny značky rozměrů a sil, a jsou vysvětleny dále v průběhu výpočtu.



Obr. 36 Rozměry a počítané síly mechanismu

Po několika verzích výpočtu bylo zjištěno, že spolehlivější a pravděpodobnější výsledky jsou dosaženy, jsou-li rovnice sestaveny směrem od *LEA* směrem k čelistem než opačně. Vychází se tedy z předpokladu, že síla *LEA* je známá:

$$F_{LEA} = konst. \quad (6)$$

Moment přenášený z rodu *LEA* na ovládací prstenec je snížený jednak kvůli na úhlovému rozkladu sil dle natočení prstence, jednak o třecí moment vznikající v kontaktu kolíku s prstencem:

$$M_U = F_{LEA} \cdot \cos(\gamma) \cdot r_{UR} - F_{LEA} \cdot \cos(\gamma) \cdot r_{PR} \cdot f_o \quad (7)$$

Síla působící na čelist je tentokrát snížena o třecí momenty prstence – od radiálního zatížení, jeho reakce na čepech a od axiálního zatížení a jeho reakce na základovém tělese. Zároveň je tato síla pouze třetinová, protože se jedná o jednu ze tří čelistí:

$$F_U = \frac{M_U - F_{zU} \cdot f_h \cdot r_{UB} - F_{LEA} \cdot f_o \cdot r_{UP}}{3 \cdot r_{UA}} \quad (8)$$

Moment vytvářený na rameni čelisti je opět závislý na natočení, tentokrát se jedná o vzájemnou polohu čelisti a prstence. Dále vzniká třecí síla mezi hlavou ramene čelisti a kapsou prstence:

$$M_A = F_U \cdot \cos(\alpha - \gamma) \cdot r_A - F_U \cdot \sin(\alpha - \gamma) \cdot f_o \cdot \frac{r_{Ah}}{\cos(\alpha - \gamma)} \quad (9)$$

Moment skutečně pohybující čelistí je ještě snížen o třecí reakci na čepu:

$$M_J = M_A - F_U \cdot f_o \cdot r_{JP} \quad (10)$$

Moment, který působí proti tlaku plynů je nakonec také snížen o tření, tentokrát čelisti o základové těleso:

$$M_{zJ} = M_J - F_{zJ} \cdot f_h \cdot r_{Jcoc} \quad (11)$$

Jak bylo již zmíněno, moment od tlaku plynů M_{zJ} a axiální síly F_{zJ} a F_{zU} jsou známy, stejně tak všechny rozměrové parametry. Veškeré hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4.

Tab. 4 hodnoty pro výpočet potřebné síly LEA

		Poloha				
Známé z:	Prvek	Zcela otevřeno	1/4 zavření	1/2 zavření	3/4 zavření	Zcela zavřeno
Konstrukce	α	7,35	3,67	0,00	-3,67	-7,35
	γ	1,37	0,69	0,00	-0,69	-1,37
	r_{UR}	55,00				
	r_{UP}	46,00				
	r_{PR}	2,00				
	r_{UB}	49,00				
	r_A	10,00				
	r_{Ah}	2,50				
	r_{UA}	53,43	53,48	53,50	53,48	53,43
	r_{JP}	2,49				
	r_{Jcoc}	38,76	38,72	36,82	32,79	23,02
Simulace	M_{zJ}	-0,0002	-0,0099	-0,0075	-0,0036	0,0010
	F_{zJ}	-6,6440	-4,2000	-1,6800	-0,4188	-0,1515
	F_{zU}	-0,0041	-0,0190	-0,0222	-0,0389	-0,0160
[8]	f_o	0,42				
	f_h	0,47				

Vyjádřením z předchozích vztahů je dosažen vzorec pro výpočet potřebného momentu působícího na čelist:

$$M_J = |M_{zJ}| + |F_{zJ}| \cdot f_h \cdot r_{Jcoc} \quad (12)$$

Dosazeny jsou absolutní hodnoty, protože z hlediska výpočtu potřebné síly nejsou směry důležité. Dále je získána síla působící z prstence na rameno čelisti:

$$F_U = \frac{M_J}{\cos(\alpha - \gamma) \cdot r_A - \sin(\alpha - \gamma) \cdot f_o \cdot \frac{r_{Ah}}{\cos(\alpha - \gamma)} - f_o \cdot r_{JP}} \quad (13)$$

V závěru je vyjádřena již potřebná síla LEA :

$$F_{LEAa} = \frac{F_U \cdot 3 \cdot r_{UA} + F_{zU} \cdot f_h \cdot r_{UB}}{\cos(\gamma) \cdot r_{UR} - \cos(\gamma) \cdot r_{PR} \cdot f_o - f_o \cdot r_{UP}} \quad (14)$$

V tomto případě má ještě index a jako aktivní, protože se jedná o sílu potřebnou k pohybu mechanismu. Síla, kterou musí LEA vyvinout pro udržení polohy, je menší o veškeré třecí síly, jejichž působení proti pohybu má tentokrát žádoucí efekt. Ve výpočtu bylo proto všem složkám tření obráceno znaménko:

$$M_J = |M_{zJ}| - |F_{zJ}| \cdot f_h \cdot r_{Jcoc} \quad (15)$$

$$F_U = \frac{M_J}{\cos(\alpha - \gamma) \cdot r_A + \sin(\alpha - \gamma) \cdot f_o \cdot \frac{r_{Ah}}{\cos(\alpha - \gamma)} + f_o \cdot r_{JP}} \quad (16)$$

$$F_{LEAp} = \frac{F_U \cdot 3 \cdot r_{UA} - F_{zU} \cdot f_x \cdot r_x}{\cos(\gamma) \cdot r_{UR} + \cos(\gamma) \cdot r_{PR} \cdot f_o + f_o \cdot r_{UP}} \quad (17)$$

Hodnoty vyžadované síly v jednotlivých krocích otevření LEA jsou uvedeny v Tab. 5. Je jasné, že maximální vypočítaná hodnota síly je zároveň minimální požadovaná síla LEA . Při výběru vhodného ovladače je navíc velmi vhodné počítat s určitou rezervou. Obzvláště v případě jako je tento, kdy síly nebyly získány reálným měřením. Jsou uvedeny absolutní hodnoty, protože opět nezáleží na směru, ale pouze na velikosti.

Tab. 5 Vyžadovaná síla aktuátoru

		Poloha				
Známe z:	Prvek	Zcela otevřeno	¼ zavření	½ zavření	¾ zavření	Zcela zavřeno
Výpočet	$ F_{LEAa} $	1,97	5,84	18,80	38,22	36,82
	$ F_{LEAp} $	0,35	0,79	4,19	10,56	13,78

Po porovnání zjištěných hodnot a portfolia aktuátorů byl zvolen lineární aktuátor 7217 firmy Sonceboz [9]. Tento poskytuje standardně až 50 [N] tahové/tlakové síly, přičemž je možné navolit silnější magnety a tím sílu zvýšit až na 80 [N].



Obr. 37 Zvolený aktuátor Sonceboz 7217 [9]

Kromě dostatečné síly, kterou poskytuje, jemného kroku a zcela postačujícího rozsahu pohybu je tento aktuátor extrémně výhodný díky své hmotnosti. Ta je dle výrobce pouze 55 [g], což se na turbodmychadlu uvažované velikosti (20 [kg] a více) v podstatě neprojeví.

3.5 CELKOVÉ ZPRACOVÁNÍ

Veškeré předcházející návrhy, konstrukční úpravy a výpočty předpokládaly, že mechanismus bude připojitelný ke skříni na jedné, a ke vstupnímu potrubí na druhé straně. To zajistit ovšem není zcela triviální ani v případě, že není předpokládáno omezení z hlediska zástavby a modifikací stávajících dílců. Tohle omezení je nicméně přítomné, limituje velikost mechanismu a možnosti polohování vůči skříni.

Právě poloha mechanismu (v axiálním směru⁶) byla základním vstupním parametrem při návrhu. Ostatní prvky – tvar pouzdra, přechod na skříň a úprava skříně, vstupní připojení atp. – byly z velké části modelovány okolo mechanismu, a samozřejmě mnohokrát upravovány kvůli zástavbě, montáži, jednoduché vyrobitelnosti atd.

3.5.1 POUZDRO MECHANISMU

U návrhu pouzdra mechanismu byla upřednostněna tvarová a výrobní jednoduchost. Je proto dvoudílné, odlévané z hliníku a obráběné co nejmenším množstvím co nejjednodušších operací.

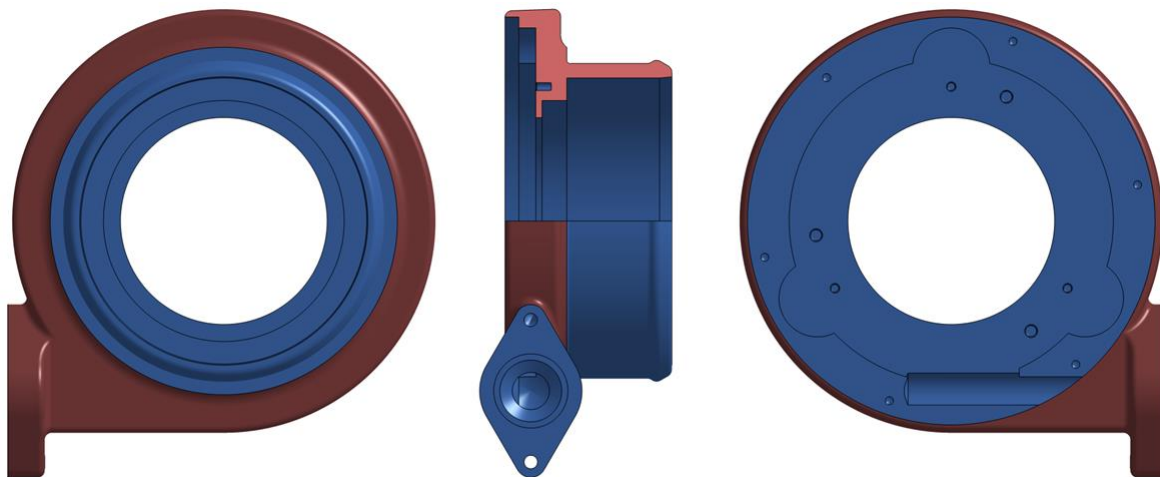
Hlavní část pouzdra tvoří kapsa zajišťující polohu komponent, aktuátoru, a připojení ke vstupnímu potrubí (Obr. 38). Hnědě zabarvené části jsou neobráběné plochy odlitku. U těchto není kladen požadavek na polohu, tvar nebo strukturu povrchu.

Vstupní část byla tvarem i rozměry převzata z původní kompresorové skříně. Díky tomu je možné zaměnit novou sestavu za starou beze změny připojovacích součástí.

V přírubě aktuátrou jsou dva otvory se závitem M5x0,8 pro šrouby. Centrální vývrt příruby je určen pro polohování aktuátoru, a je protažen až ke střední rovině kapsy pro vedení rodu.

⁶ Pojem „axiální směr“ byl a bude použit mnohokrát, proto je dobré ho vysvětlit: u turbodmychadla se axiálním myslí směr podél osy rotoru, v případě tvarově nepřiliš komplikovaných skříní i osy vstupu kompresorové skříně a výstupu skříně turbínové. Radiální směr potom je každý směr kolmý na osu rotoru. Ten se dále nedělí na horizontální a vertikální, protože orientace skříní se liší v podstatě motor od motoru. Výjimkou je centrální skříň, kde o poloze z největší části rozhodují vstup a výstup oleje.

Šest výtvtů podél vnější stěny je rozmístěno rovnoměrně po 60° , vybaveno závitem M3x0,5, a drží druhou polovinu pouzdra. Vnitřní díry jsou určeny čepům čelistí a prstence, mají rozestup 120° a hladký výtvt. Tři velké frézované otvory s rozestupem taktěž 120° umožňují pohyb prstence.



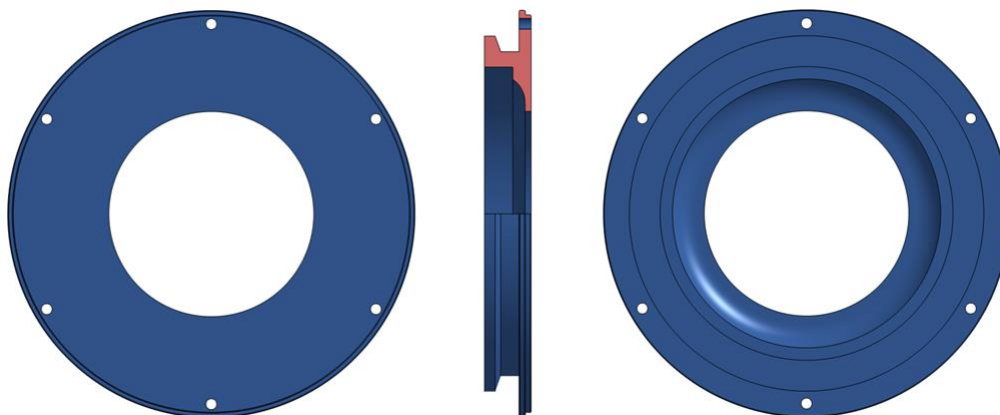
Obr. 38 Kapsa mechanismu shora, z boku v částečném řezu, a zprava

Druhá část pouzdra (Obr. 39) uzavírá mechanismus do kompaktní jednotky a zajišťuje připojení ke skříni. Stejně jako u předchozího tělesa je i zde předpoklad odlévání z hliníku, obrábění je ale tentokrát kompletní.

Po obvodu jsou průchozí díry na šrouby pro připojení ke kapse. Dále je použita drážka pro jednostranně uložený pryžový o-kroužek, který má sloužit jednak jako polohovací člen, jednak jako těsnění proti vniku nečistot.

Horní plocha je bez tvarových prvků, a společně s pravidelně rozmístěnými otvory pro šrouby usnadňuje montáž, protože není nutné specifikovat orientaci vůči kapse.

Spodní část spolu s protikusem (skříni) polohuje mechanismus axiálně a radiálně. Příruba je tvarovaná pro v-band svorku, což umožňuje určitou variabilitu uložení v tangenciálním směru.



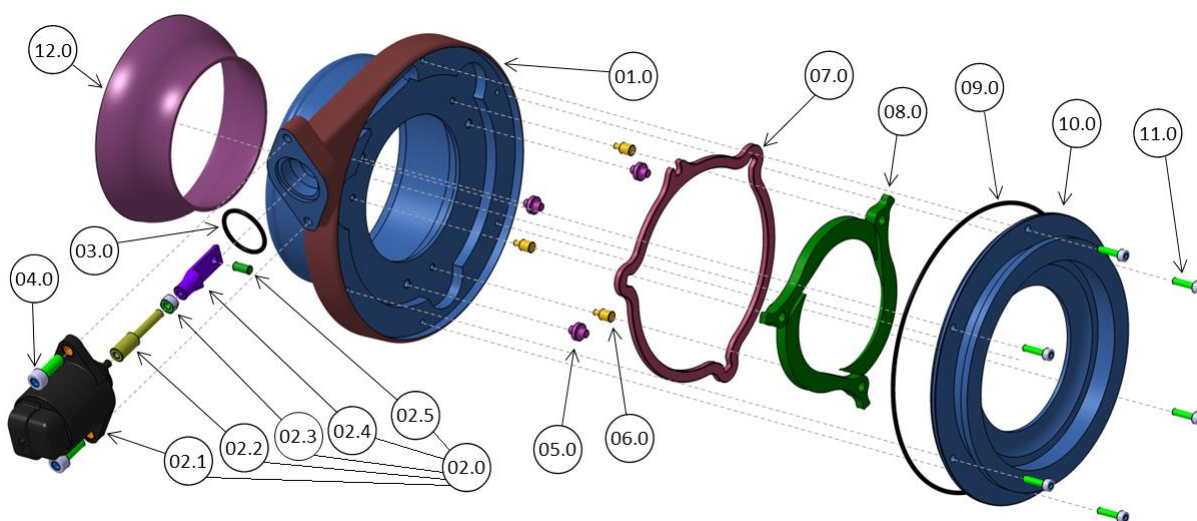
Obr. 39 Základna mechanismu shora, z boku v částečném řezu, a zprava

3.5.2 JEDNOTKA MECHANISMU

Používat kompaktní a jednoduší těleso mechanismu je výhodnější z hlediska dopravy, výměny porušeného kusu nebo i samotné montáže. Upínat celou sestavu do montážního stroje (např. lisu) by bylo velice komplikované a nepraktické. Je podstatně jednodušší připojovat na skříň (potenciálně na turbodmychadlo) součást/sestavu podobné velikosti, se kterou se dá, do určité míry i bezohledně, manipulovat.

V následujícím obrázku (Obr. 40) je kompletní mechanismus v rozloženém pohledu. Montážní postup je následující:

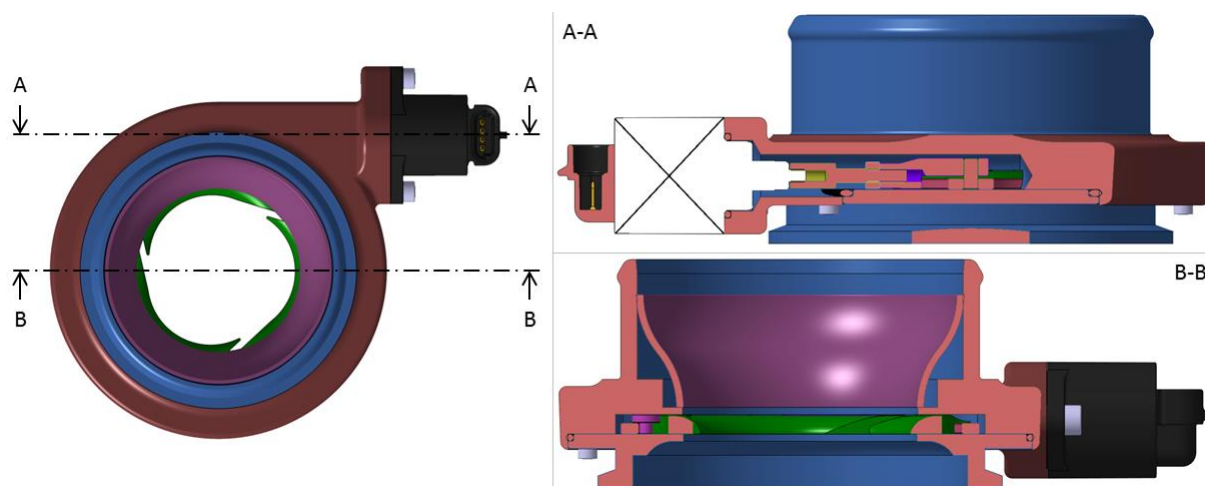
- a. Do rodu prstence (02.4) je zalisován kolík (02.5).
- b. Rod *LEA* (02.2) je našroubován na výstup *LEA* (02.1).
- c. Rod prstence je, až po matici, našroubován na rod *LEA*.
- d. Matice (02.3) slouží k zajištění polohy rodu prstence tak, aby
 - osa kolíku byla orientována v axiálním směru, tedy kolmá na směr spojnice připojovacích děr *LEA*,
 - při polovičním vysunutí výstupu *LEA* byla vzdálenost kolíku od dosedací plochy *LEA* přibližně 70 [mm].
- e. Čepy prstence (05.0) a čepy čelistí (06.0) jsou nalisovány do patřičných otvorů v kapse. Vzhledem k průměru děr není v rámci rozumných mezí záměna možná.
- f. Složená jednotka aktuátoru (02.0) je osazena o-kroužkem (03.0) a připojena šrouby (04.0) na kapsu (01.0), přičemž konektor *LEA* směřuje podél vstupu mechanismu.
- g. Na své čepy je nasazen prstenec (07.0). Chybná orientace vzhledem k rozměrům opět není možná.
- h. Na své čepy jsou nasazeny čelisti (08.0). Jejich vzájemná pozice už je zajištěna čepy a prstencem.
- i. Základna (10.0) je osazena o-kroužkem (09.0), nasunuta do kapsy a připojena šrouby (11.0).
- j. Nakonec je ze vstupní strany do kapsy nalisována přechodka (12.0). Tato operace může proběhnout v kterékoli fázi montáže.



Obr. 40 Pohled na mechanismus v rozpadu

Oproti návrhu v 3.3 došlo ještě k drobné změně uspořádání – bylo převráceno uložení prstence a jeho čepů. Čepy prstence i čelisti mohou být nyní lisovány do kapsy mechanismu zároveň, prstenec a čelisti jsou pak pouze pokládány. Požadovanou vzdálenost kapsy a základny zajišťují čepy prstence.

Komponenty dříve nezmiňeny jsou o-kroužek aktuátoru sloužící jako těsnění a polohovací člen, a vstupní přechodka (na obrázku temně fialovou barvou). Ta zajišťující alespoň částečně tečný přechod ze vstupního potrubí do funkčního prostoru mechanismu, resp. dále na kompresorové kolo. Pro názornou ukázkou vnitřního uspořádání jsou připojeny dva řezy (Obr. 41⁷).



Obr. 41 Podélné řezy mechanismem

Kromě kapsy a základny je ještě přechodka také z hliníku. O-kroužky jsou z Vitonu, šrouby jsou ocelové pevnostní třídy 8.8. Ostatní komponenty jsou kvůli pevnosti a odolnosti z oceli, uvažována je nerezová ocel 1.4016 (ČSN 17 040).

Výčet materiálů se přirozeně netýká aktuátoru. Ten má standardně plastové tělo, ocelový pohybový mechanismus, vnitřní elektroniku tvoří kombinace kovu a plastu. Konkrétní specifikace materiálů ale výrobce samozřejmě nezveřejňuje.

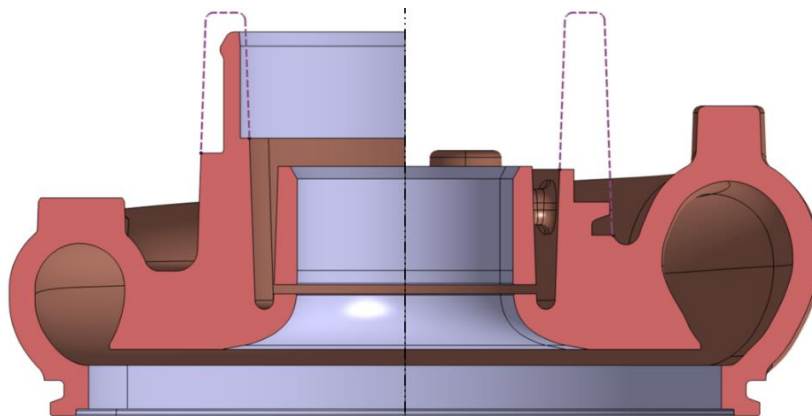
3.5.3 ÚPRAVA SKŘÍNĚ

Jak již bylo vícekrát řečeno, úkolem byla implementace mechanismu při minimální změně stávající skříně. To především z finančních důvodů, neboť jakákoli, byť sebemenší změna produkčního dílu je značně nákladná, zároveň použití co největšího množství zavedených prvků a postupů při výrobě nového kusu taktéž snižuje náklady.

Tohoto požadavku bylo alespoň částečně dosaženo zachováním odlitku skříně, a změnou pouze obráběcího procesu. Konkrétně mohou být veškeré změněné tvary soustruženy, stejně jako původní díl. Cena tedy zůstane teoreticky v podstatě stejná, zvláštní investici si vyžádá pouze změna nástrojů a programu.

⁷ Konvence udává, že rotor turbodmychadla je, na obrázcích většinou a na výkresech vždy, zobrazován v horizontální poloze. Tomu odpovídá zobrazení i ostatních komponent, není-li použit izometrický nebo rozpadlý pohled. Z praktických důvodů (poměr délky a šířky uváděných obrázků) je tato konvence porušena, aby bylo zachováno rozumné rozložení grafických a textových polí. Terminologie týkající se rozměrů ovšem zůstává nezměněna, proto se o rozměrech v axiálním směru hovoří jako o délce, bez ohledu na aktuální natočení osy.

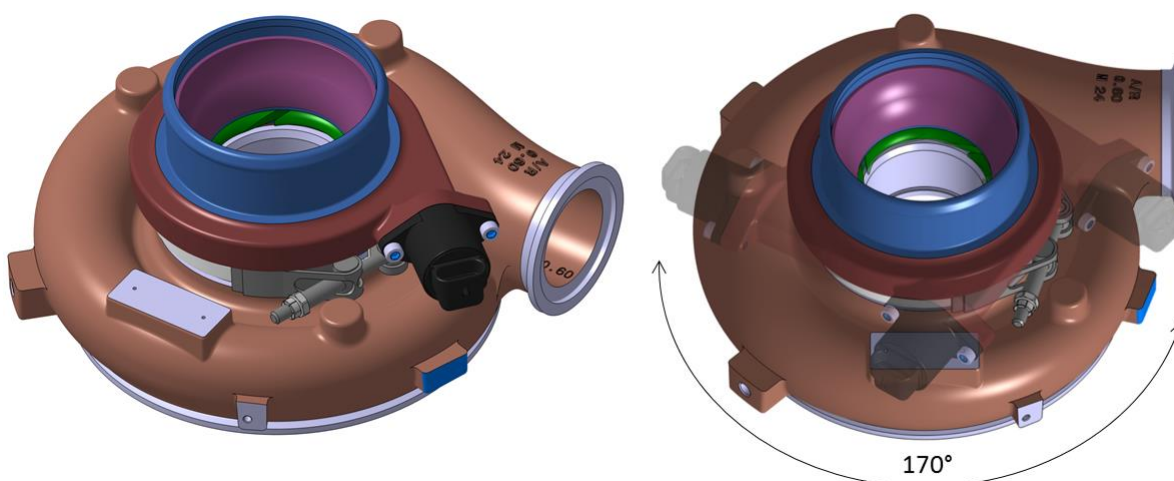
V Obr. 42 je levá strana skříně původní, pravá upravená. Fialovou čerchovanou čarou je naznačen odlitek před obráběním. Je na první pohled zřejmé, že celý válec nálitku, ze kterého je v původní skříně obráběno připojení k sacímu potrubí, je v upravené skříně naprosto zbytečný. Jeho ponechání (resp. odstranění) není nicméně už konstrukční problém, ale otázka čistě cenové kalkulace – jestli je levnější odřezávat nálietek na soustruhu, nebo měnit odlévací formy, přičemž zásadním vlivem je počet kusů, kterých se tato úprava bude týkat.



Obr. 42 Porovnání původní (vlevo) a upravené skříně

3.5.4 KOMPLETNÍ SESTAVA SKŘÍNĚ

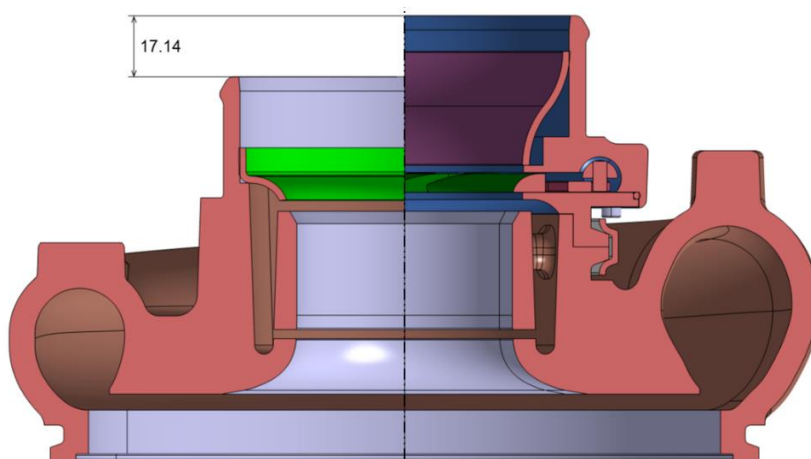
Závěrečným krokem konstrukčního návrhu je montáž mechanismu na skříň/turbodmychadlo. Ta, jak bylo řečeno, je realizována pomocí v-band svorky. Předpokládaná možnost vzájemného natočení byla dosažena. Díky použití *LEA* namísto původně uvažovaného *REA*, jeho vhodně zvolené poloze, a redukci množství součástek (odstranění základových kroužků) je celkový rozsah pohybu přibližně 170° , aniž došlo k modifikaci nálitku nebo obráběné plochy štítu, ani montážních nálitků umístěných na volutě (Obr. 43).



Obr. 43 Izometrický pohled na sestavu a možnosti pozicování

I v případě úpravy nálitků by rozsah polohování zůstal v podstatě stejný. V obou krajních polohách je další natočení limitováno volutou, která by byla v kolizi s kapsou při natočení k výstupu, a s aktuátorem při opačném natočení.

Výhodné by potenciálně bylo zcela odstranit nálietek mezi štítkem a výstupem, popř. změnit pozici štítku. Tyto v současném stavu poskytují pouze dvě možnosti umístění svorky. V obou případech závit svorky směřuje mezi zmíněný nálietek a nálietek štítku, buď kolmo na výstup skříně (viz obr.) nebo paralelně. Ani v jednom případě není nasazení matice příliš snadné, její patřičné utažení jistě není nemožné, ale mohlo by se ukázat značně zdlouhavé.

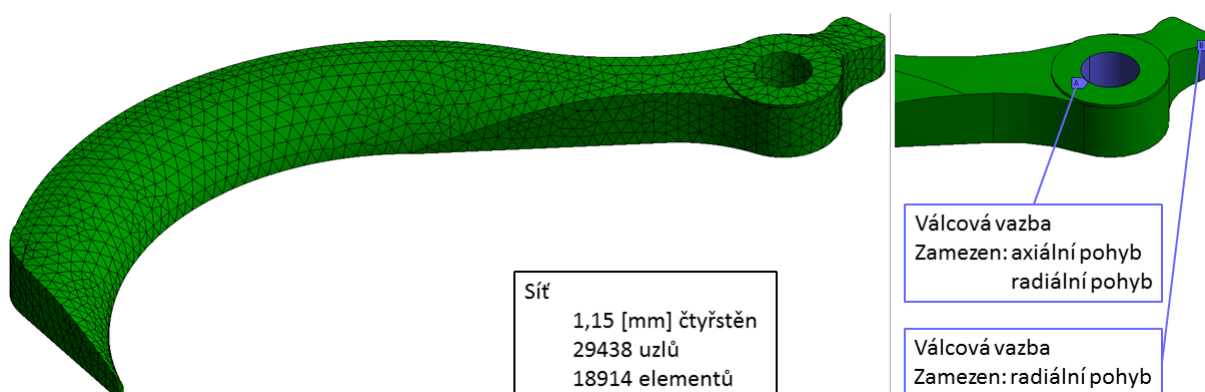


Obr. 44 Porovnání původní (vlevo) a upravené sestavy skříně

Srovnání celých sestav (původní a s mechanismem) je na Obr. 44. I přes množství součástek v mechanismu – 28 kusů bez svorky – a jejich komplexnost je výsledné prodloužení sestavy pouze 17,14 [mm]. Výraznější je nárůst hmotnosti, který je u sestavy kompresorové skříně 25,2 %. Na celém turbodmychadle je pak nárůst hmotnosti 3,7 %.

3.6 ANALÝZA MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

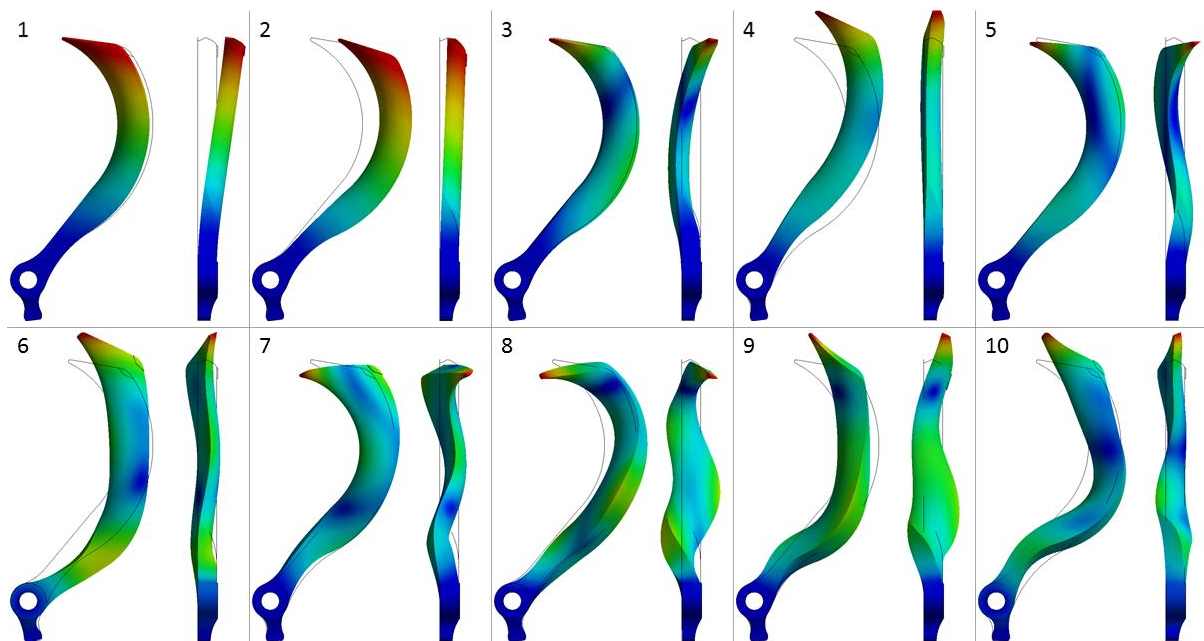
Vzhledem k poloze mechanismu – po směru toku plynů před kompresorovým kolem – není předpoklad výrazných pulzací. Proto bylo rozhodnuto, že je dostačující provést modální analýzu pouze jednoho funkčního elementu, tedy čelisti.



Obr. 45 Vstupní parametry modální analýzy – síť (vlevo) a vazby

Na Obr. 45 jsou vstupní parametry modální analýzy. Vývrt pro vodící čep byl uchycen v radiálním a axiálním směru válcovou vazbou. Rameno vedené prstencem bylo uchyceno pouze v radiálním směru také válcovou vazbou. V tangenciálním směru byl umožněn volný pohyb.

Byla použita síť tvořená čtyřstěny⁸ o velikosti 1,15 [mm]. Tato velikost prvku je dána nikoli požadovanou přesností výpočtu, ale omezením studentské verze programu Ansys⁹, která byla pro výpočet použita, a která umožňuje strukturální řešení s maximálně 32000 uzly/elementy. Pro kontrolu bylo provedeno řešení za použití výukové verze, která má omezení na 150000 uzlů/elementů. Výsledky se lišily v řádu pouze desetin procent, studentská verze byla tedy pro tuto úlohu uznána za dostatečně přesnou.



Obr. 46 Vlastní tvary čelisti

V Obr. 46 je zobrazeno prvních deset vlastních tvarů, včetně náznaku nedeformovaného tvaru. Čelist je poměrně jednoduchá součástka prutového typu, první tvary jsou tedy odhadnutelné. Jedná se v podstatě o rotaci kolem os procházejících vývrtem, kde je čelist uchycena, přičemž zakřivení podél vnitřního oblouku způsobuje jednostrannost kmitání a mírné zakřivení při prvních dvou frekvencích. V dalších tvarech se toto zakřivení projevuje výrazněji.

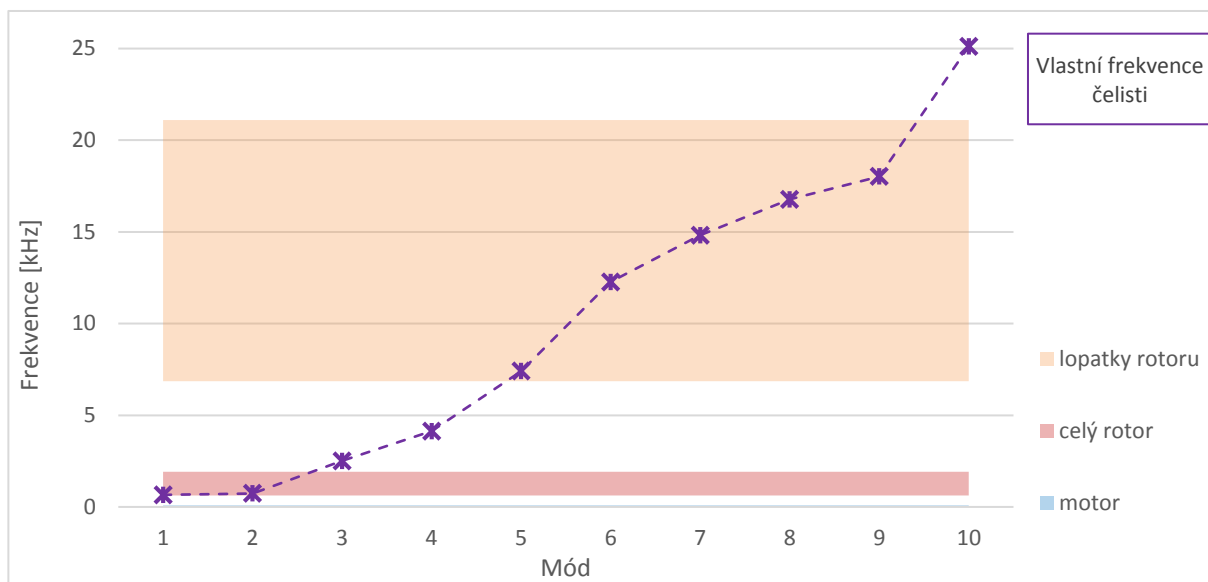
V grafu dále (Obr. 47) jsou vlastní frekvence vykresleny v polích základních budících frekvencí. Pro zjištění budících frekvencí byl uvažován motor se 4–8 válci pracující při otáčkách 600–2600 za minutu. Frekvence otáčení klikového hřídele takového motoru se pohybují přibližně mezi 10 a 43 [Hz]. Dále jsou uvažovány pulzace při vznícení a hoření paliva, které u osmiválcového motoru mohou mít až dvojnásobnou frekvenci, přibližně 87 [Hz].

Budící frekvence rotoru turbodmychadla jsou závislé jednak na velikosti kol, která je do značné míry ukazatelem rychlosti, jednak na počtu lopatek kompresorového kola. Použitá kompresorová skříň v podstatě určuje použité kolo, které má v kompresorové mapě, čili v popisu svých pracovních možností, uvedenou rychlost 37000–115000 otáček za minutu, ve frekvenčním spektru se jedná o přibližně 620–1920 [Hz]. Dále má uvažované kolo jedenáct lopatek, vynásobením s frekvencí rotoru je získán rozsah 6820–21120 [Hz].

⁸ tetrahedron

⁹ANSYS <https://www.ansys.com/academic/free-student-products>

Frekvence kmitání vyvolané motorem jsou řádově menší než dalších uvažovaných zdrojů, nejsou proto v grafu patrné. Pro zjednodušení jsou buzení od motoru a rotoru považovány za radiální buzení, buzení od lopatek rotoru pak za axiální buzení. Ve skutečnosti se ve všech případech jedná o kombinované buzení, toto však nelze všeobecným postupem odhadnout, kvůli množství neznámých parametrů – počet a orientace válců, spojka a převodovka, umístění turbodmychadla, nevývaha rotoru atp. Kombinací předchozích buzení je možné dosáhnout v podstatě jakékoli (hodnotou i směrem) budící frekvence.



Obr. 47 Vlastní frekvence a pole základních budících frekvencí

Na základě grafu a předchozího komentáře je možné říci, že při provozu bude s největší pravděpodobností docházet k přecházení vlastních frekvencí čelistí. Nicméně žádná z budících frekvencí nebude aktivní dostatečně dlouho, aby způsobila ustálené kmitání. Nejstabilnější ze zdrojů buzení – klikový hřídel – nemá rychlost potřebnou k dosažení vlastních frekvencí čelistí. Rychlost rotoru pak není dostatečně stálá, protože rotor sám je ovlivňován kmitáním motoru, a především pulzacemi výfukových plynů z jednotlivých válců.

Potenciální problémy způsobující nepohodlí uživatele (např. drnčení) budou vznikat jen na velice krátké okamžiky, těžko zaznamenané v celkovém hlukovém poli vytvářeném pohonnou jednotkou. Z hlediska pevnosti a oděru komponent jsou pak vlastní frekvence jedním z nejméně významných faktorů.

4 VYHODNOCENÍ ZVOLENÉHO ŘEŠENÍ

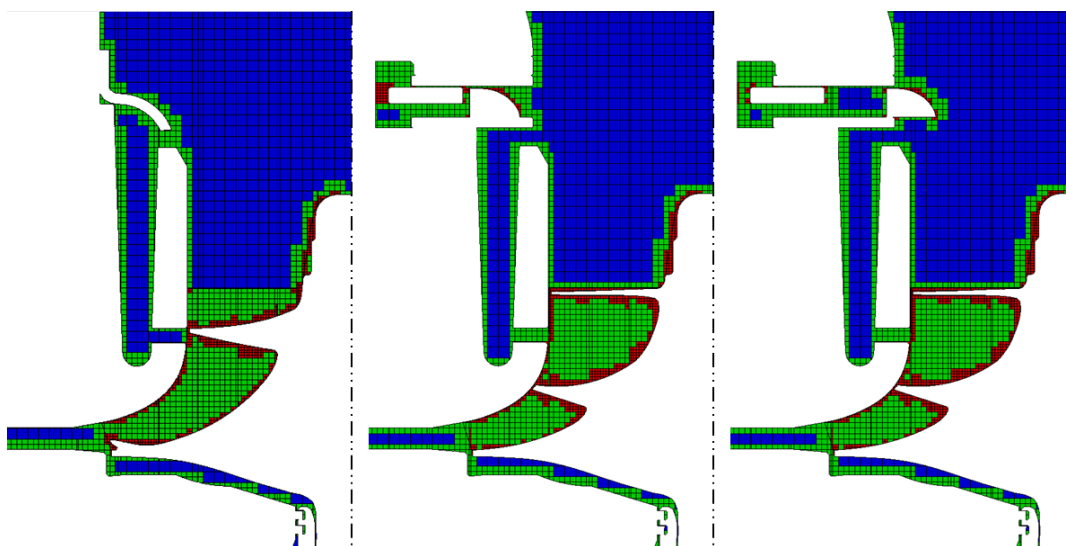
Konstrukce mechanismu byla dostatečně popsána v kapitole 3, proto bude další část zaměřena především na funkčnost. Pro vyhodnocení funkčnosti řešení byla provedena CFD simulace. Ta měla za úkol zhodnotit vliv mechanismu na náporovou křivku v kompresorové mapě. Další vlivy, především hlučnost a účinnost komprese, zkoumány nebyly. K výpočtu účinnosti je třeba vstupní a výstupní teplota vzduchu, přičemž právě výstupní teplota není simulací dost dobře zjištěitelná. Nejsou známy koeficienty přestupu a prostupu tepla, stejně jako okolní podmínky – teplota sálající a přenášená z motoru.

4.1 PŘEDPOKLÁDANÝ VLIV NA KOMPRESOROVOU MAPU

CFD simulace byla provedena obdobně jako v 3.2.2, byla použita stejná metoda síťování, nejmenší prvky byly tentokrát aplikovány i na kompresorové kolo (Obr. 48). Vnesení rotujícího elementu, tedy kola, mělo výrazný vliv na průběh simulace – délka výpočtu a konvergence nebyla řízena počtem iterací, ale fyzickým časovým krokem t_s [s]. Tento byl získán ze vztahu (18), kde N_C [min^{-1}] je rychlost otáčení kompresorového kola a n_b je počet lopatek kola, v tomto případě jedenáct. Stejně jako u předchozích simulací byly konvergenčními podmínkami vstupní a výstupní tlak a hmotnostní průtok s kritériem 0,3 %, konvergenční interval byl tentokrát 0,01 [s].

$$t_s = \frac{1}{\frac{N_C}{60} \cdot n_b} \quad (18)$$

Pro získání reprezentativních hodnot a kvůli možnosti dalšího porovnání výsledků bylo nutné nejprve provést ověřovací simulaci, která by umožnila rozhodnout o relevanci dalších výsledků. K této bylo použito výchozí turbodmychadlo, pro které byl mechanismus navrhován, a které je v produkci a jeho kompresorová mapa je známá.



Obr. 48 Použitá síť, zleva výchozí konfigurace, zcela otevřeno a zcela zavřeno

Původní záměr provést simulaci celé kompresorové mapy nebyl realizován jednak kvůli časové náročnosti, postupnému ladění výpočtu (první verze přinášely nepravděpodobné či přímo

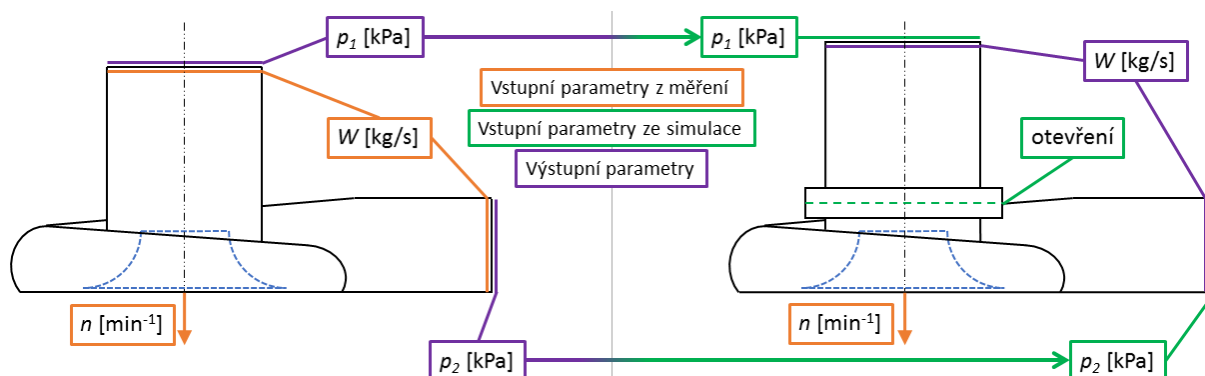
nesmyslné výsledky) a momentální nepotřebnosti dat, protože mechanismus bude funkční v oblasti nestabilního proudu, především data z této oblasti jsou tedy potřebná.

4.1.1 VSTUPNÍ PODMÍNKY A PARAMETRY

Hmotnostní tok vzduchu W , který při určité rychlosti kompresor při dosažení náporové křivky dodává, byl použit jako vstupní parametr v kontrolní simulaci. Výstupem simulace pak byly vstupní tlak p_1 a výstupní tlak p_2 , které byly dosazeny jako vstupní parametry simulace mechanismu (Obr. 49).

Tento postup, vychází z postupných úprav simulací a teorie kompresorové mapy:

- V kontrolní simulaci při dosažení měřených hodnot vstupního a výstupního tlaku docházelo k chybám výpočtu, ve většině případů i ke zpětnému toku – kompresor nebyl schopen překonat výstupní tlak ani po době dostatečné ke stabilizaci. Při zadání hmotnostního průtoku, který je na vstupu i výstupu stejný, bylo zajištěno, že proudění bude mít správný směr, a jediným účelem kompresoru poté bylo pouze zvyšovat tlak.
- V simulacích mechanismu je hmotnostní tok parametr, který má mechanismus měnit, proto je také zvolen jako výstup simulace. Použití stejných hodnot p_1 a p_2 je založeno na faktu, že během přibližování se k náporové křivce se pro jednotlivé rychlostní křivky talkový poměr mění velice málo ve srovnání se změnou hmotnostního toku, která je podstatně výraznější (viz 1.2.1).



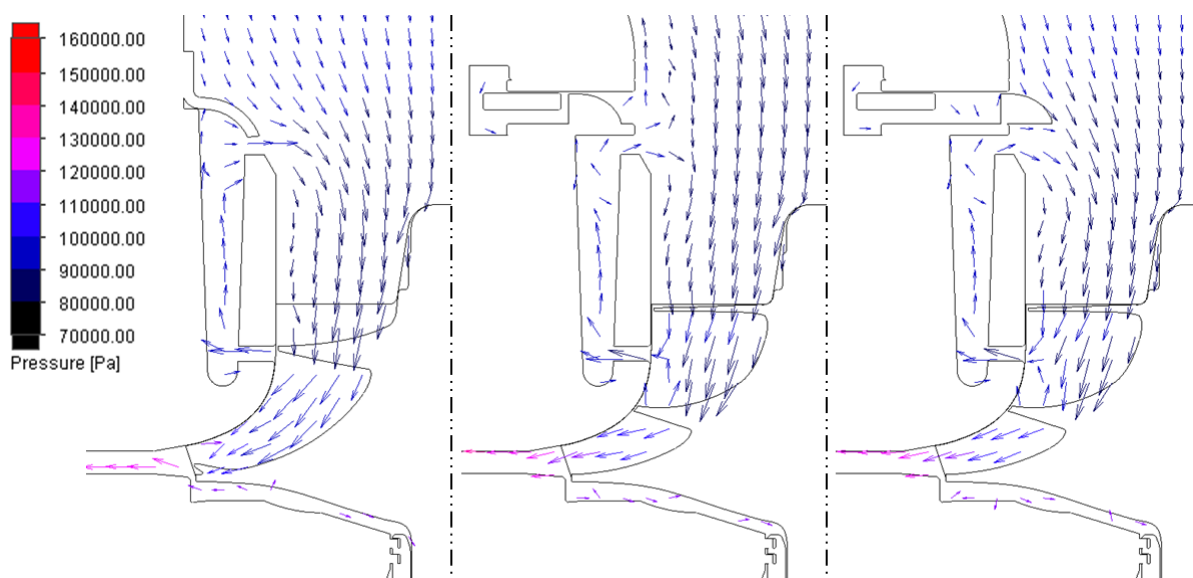
Obr. 49 Vstupní a výstupní parametry CFD simulací, vlevo výchozí stav, vpravo skříň s mechanismem

Ani uvedeným postupem se ovšem nepodařilo zajistit spolehlivé řešení. Tlak p_2 , získaný z kontrolní simulace, způsoboval stejné chyby, jaké byly zmíněny výše. Pro funkčnost řešení byl proto tento tlak zadán jako časově proměnný. V simulačním čase 0 [s] byla jeho hodnota nastavena na 0 [kPa], v čase 0,001 [s] na hodnotu získanou ze simulace výchozího stavu. Nulová iniciační hodnota tlaku a jeho lineární nárůst umožnil zahájení simulace „správným směrem“, po stabilizaci rychlosti kompresorového kola a hmotnostního toku vzduchu už vznikaly pouze drobné fluktuace.

4.1.2 VÝSLEDKY SIMULACE

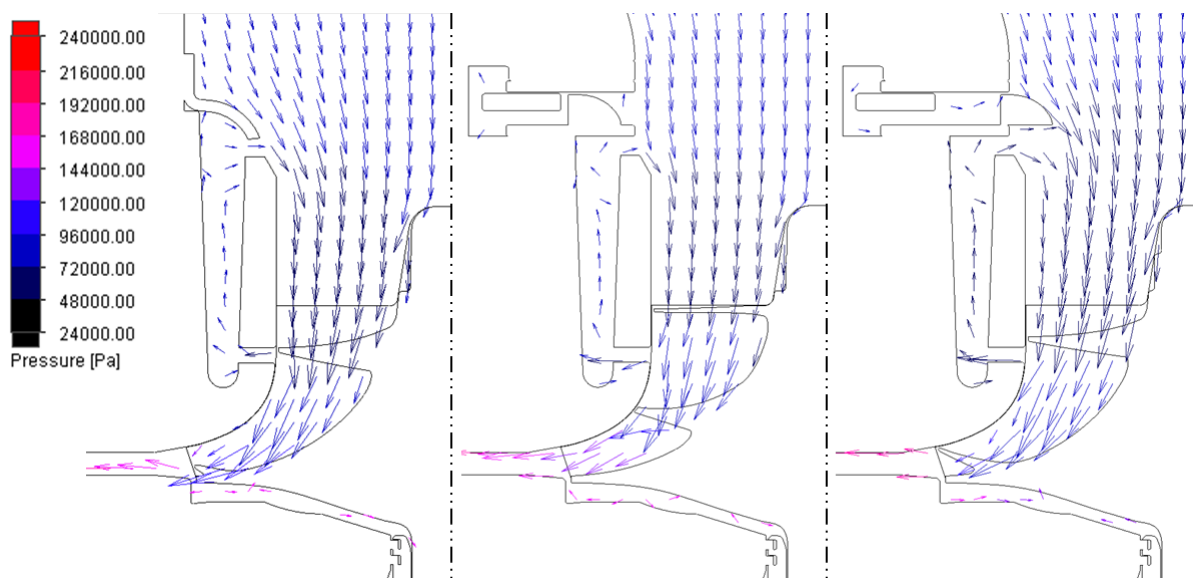
Přestože byla provedena simulace sedmi bodů pro každou ze tří konfigurací (celkem 21 bodů), nejsou tu všechny body graficky znázorněny. Z hlediska směru toku plynu a rozložení tlaku se při podobných rychlostech jedná pouze o velmi malé rozdíly, které nejsou z obrázků patrné. Jsou proto uvedeny pouze obrázky pro druhou nejnížší (Obr. 50) a druhou nejvyšší (Obr. 51) mapovanou rychlost.

Při nižší z uvedených rychlostí je dobře patrný zpětný tok podél přechodky v plně otevřené poloze. To v podstatě znamená, že aktuální pracovní bod už je v oblasti nestabilního proudu. Stejně tak směr proudu u vstupu do přepadového kanálu na úrovni kompresorového kola, podobný u obou stupňů otevření, značí, že kanál je využíván intenzivněji než v případě výchozí konfigurace. Rozdíly mezi polohami mechanismu ve zcela otevřené a zcela zavřené poloze jsou pak zřejmé – čelisti v sání kompresoru proud vzduchu škrtní a vychylují směrem k ose rotace kola. Zároveň kryjí výstup přepadu před proudem vzduchu a podporují tak jeho funkci.



Obr. 50 Rozložení tlaků a okamžitý směr proudu při druhé nejnižší rychlosti

U druhé nejvyšší rychlosti je chování proudu v přepadovém kanálu srovnatelné pro všechny konfigurace, tok kolem vstupu se ale zdá být stabilnější při plném uzavření – šipky znázorňující směr proudu nejsou orientovány k přepadovému kanálu. Ten je využíván méně.



Obr. 51 Rozložení tlaků a okamžitý směr proudu při druhé nejvyšší rychlosti

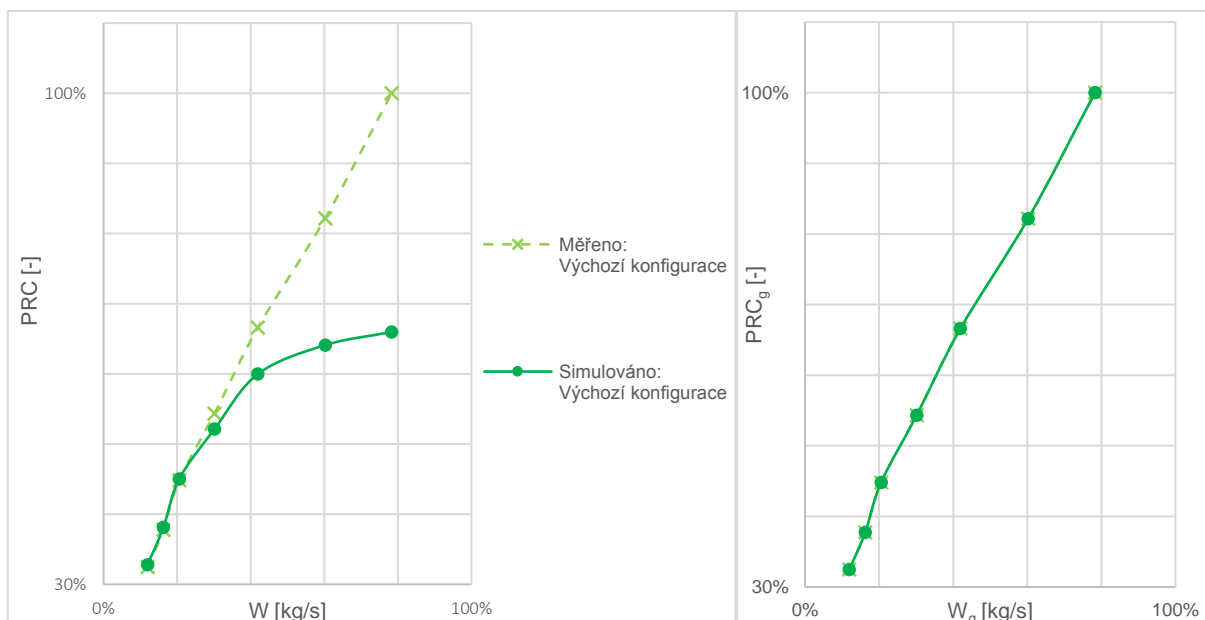
4.1.3 POSUN NÁPOROVÉ KŘIVKY

Porovnání náporové křivky výchozí konfigurace z měření a simulace je v Obr. 52 vlevo. První tři body simulace (od spodu) velice přesně odpovídají měřeným hodnotám a potvrzují tím vhodnou volbu sítě pro výpočet nejen v této simulaci, ale i v kapitole 3.2.2, kde nebyly dostupné žádné skutečné referenční hodnoty pro ověření správnosti. Další čtyři body už se ovšem odchyľují výrazněji se zvyšující se rychlostí.

Vysvětlení těchto odchylek je právě ve vysoké rychlosti – čtvrtý bod (a všechny další) byly měřeny a simulovány při rychlostech vyšších než 74000 [min⁻¹]. Tento fakt sám o sobě není určujícím faktorem, ke kterému by se mělo při hodnocení výsledků přihlížet, ale je třeba ho uvažovat v souvislosti s kompresorovým kolem, které přísluší skříní použité pro návrh mechanismu. To má výstupní průměr 88 [mm], díky čemuž lze ze vztahu (19) zjistit obvodovou rychlost kola.

$$v_o = \frac{N \cdot C}{60} \cdot \pi \cdot 0.088 \quad (19)$$

Vyčíslením vzorce je zjištěno, že právě pro rychlost 74000 [min⁻¹] a vyšší je obvodová rychlost kola nadzvuková. Ačkoliv vstupní ani výstupní rychlost se této hodnotě nepřibližují (jsou řádově menší), a na výstupu kola nejsou atmosférické podmínky (při nichž je rychlost zvuku ~340 [m/s]) při kontaktu média s kolem je standardní nadzvuková rychlost alespoň chvilkově dosahována. Tento fakt, spolu s konfliktem mezi rotujícím kolem a stojící skříní, časovou závislostí proudu, velkou sítí (přibližně 950000 elementů), a použitým výpočetním modelem média způsobuje, že výpočetní program není schopen tento jev dostatečně účelně zpracovat.



Obr. 52 Porovnání měřených a simulovaných hodnot výchozí konfigurace, vpravo po grafické úpravě

Fakt, že se simulované a měřené hodnoty liší, nicméně není na překážku. Účelem této kontrolní simulace bylo zjištění, jak dalece je simulace přesná, a tohoto cíle bylo dosaženo. Přesnost v podzvukových rychlostech a použití stejné metody síťování vede k předpokladu, že

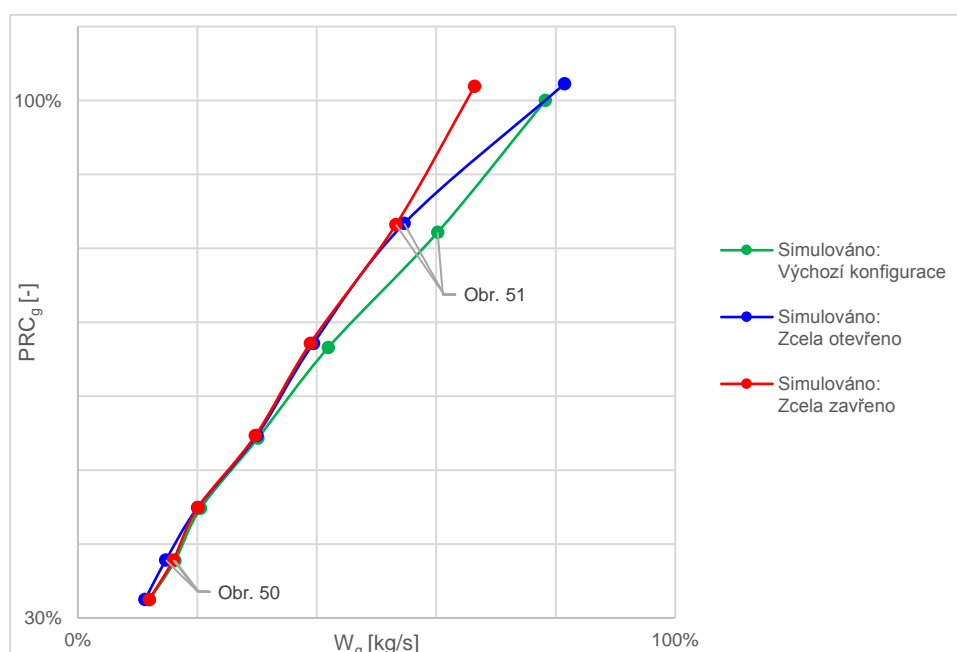
nepřesnosti ve vyšších rychlostech budou konzistentní i pro ostatní simulace. Pro snazší orientaci byla provedena grafická úprava dle (20) a (21), zobrazena v Obr. 52 vpravo.

$$W_g = W \cdot \frac{W_{Vm}}{W_{Vs}} \quad (20)$$

$$PRC_g = PRC \cdot \frac{PRC_{Vm}}{PRC_{Vs}} \quad (21)$$

Hodnoty W_g a PRC_g jsou po grafické úpravě, index Vm znamená měřenou hodnotu výchozí konfigurace a Vs hodnotu simulovanou. Tato úprava byla provedena pro všechny tři simulace, do výpočtu vstupují vždy hodnoty příslušející stejné rychlosti.¹⁰

V dalším grafu (Obr. 53) jsou už porovnávány pouze náporové křivky získané simulací, po grafické úpravě. V nízkých rychlostech (myšleno první tři hodnoty) je v plně otevřené poloze hmotnostní tok omezen více než v poloze zcela zavřeno. Při vysokých rychlostech (poslední dvě hodnoty) je pozorovatelný vliv zavírání mechanismu – hmotnostní průtok je menší.



Obr. 53 Porovnání simulovaných hodnot náporové křivky

Kromě mírného zvýšení tlakového poměru oproti výchozí konfiguraci, které je pravděpodobně způsobeno tvarem a délkou přechodky, je zásadní rozdíl mezi simulacemi různých konfigurací právě hmotnostní tok. Ten je pro mechanismus v poloze zcela otevřeno výrazně podobnější stavu zcela zavřeno než základní konfiguraci. Z tohoto zjištění by mohlo vyplynout, že samotná přítomnost mechanismu má větší vliv než jeho natočení, což je samozřejmě nesmyslné.

Původní vysvětlení tohoto jevu byly ostré přechody kolem čelistí v poloze zcela otevřeno, které by způsobovaly víření a rychlostní ztráty. Zároveň vysunuté čelisti by zajišťovaly podstatně hladší přechod a tím vyrovnávaly škrcení, které by způsobovaly, proto minimální rozdíl mezi

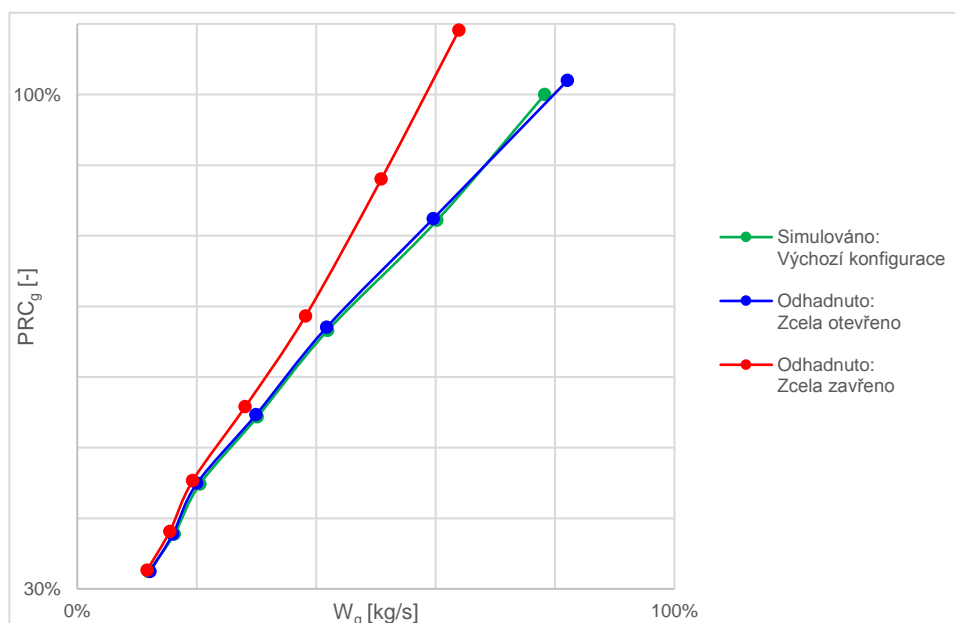
¹⁰ Jedná se o čistě grafickou úpravu usnadňující přehlednost a připodobňující výsledky simulací reálným měřením. Takto získané hodnoty nemohou být v žádném případě použity v dalších simulacích a výpočtech

polohami zcela otevřeno a zcela zavřeno. Toto vysvětlení bylo ovšem záhy opuštěno, protože sice dává smysl, ale rozhodně ne v míře pozorovatelné v grafu.

Pro správné vyhodnocení je třeba uvažovat veškeré předchozí informace uvedené v této kapitole, a také znát postup měření kompresorové mapy. Ten je následující:

1. Rotor je spaliny uvedeny na požadovanou rychlost v blízkosti maximální účinnosti¹¹.
2. Je nalezen bod maximální účinnosti.
3. Klapkou na výstupu z kompresoru je postupně nastavován vyšší tlakový poměr a jsou snímány body tvořící rychlostní křivku.
4. Při destabilizaci proudu a/nebo při dosažení minimální povolené účinnosti je právě měřený bod vyhodnocen jako součást náporové křivky.
5. Opačným postupem je také nalezena křivka dušení.

Simulací výchozí konfigurace byla nalezena virtuální náporová křivka, a hodnoty p_1 , p_2 a W jí příslušející, ovšem právě a pouze výchozí konfiguraci. Tyto hodnoty, nejpřesnější genericky získatelné, nejsou ale příslušné ostatním konfiguracím. Změna PRC v blízkosti náporové křivky je sice výrazně menší než změna W , ovšem není to změna nezanedbatelná. Jak patrné z Obr. 50 a Obr. 51, simulované body u různých konfigurací neodpovídají stejnému stavu proudění. Naprosto zjednodušeně řečeno hodnoty v Obr. 53 neodpovídají náporovým křivkám takovým, jaké byly očekávány, protože se nejedná o hodnoty náporovým křivkám příslušejícím. Alespoň tedy ne takovým, které by byly zjištěny měřením.



Obr. 54 Porovnání odhadnutých hodnot náporové křivky

Zamýšlené hodnoty jsou teoreticky dosažitelné přesnou simulací celé mapy – postupnými a detailními krokovými změnami tlakového poměru. Následným vyhodnocením proudnic lze získat podstatně přesnější polohu náporových křivek, ovšem pořád se bude jednat pouze o

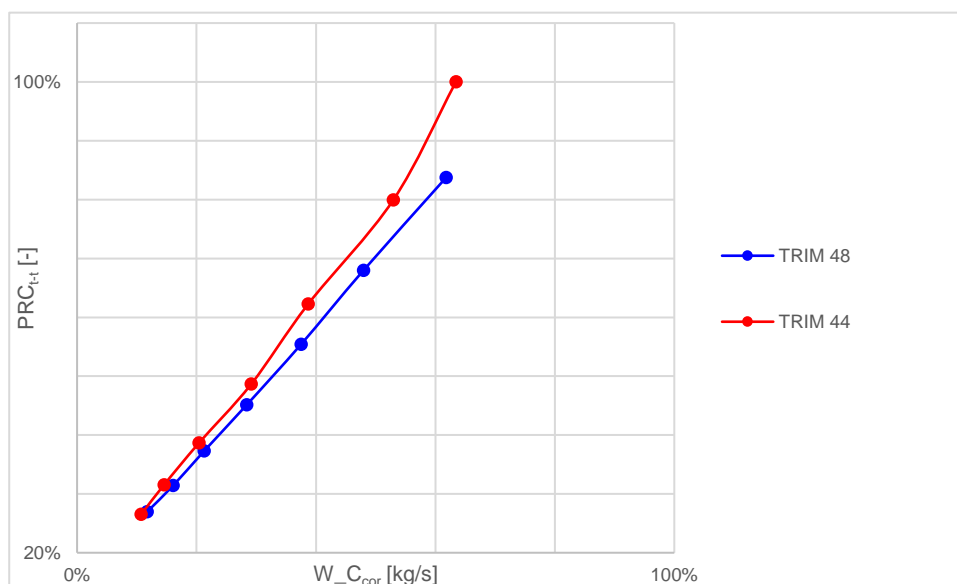
¹¹ Poloha maximální účinnosti na rychlostní křivce je dostatečně přesně odhadnutelná z map kompresorů podobných velikostí, takže nedochází k okamžitému opuštění pracovní oblasti.

odhad, protože v současné době nejsou k dispozici údaje z měření pro porovnání. V tuto chvíli je možná pouze predikce hodnot na základě stavu proudu v simulovaných bodech a tvaru celých rychlostních křivek. To je uvedeno v Obr. 54.

Je proto doporučeno provést měření, které trend i míru posunu náporové křivky jednoznačně určí. Pokud budou pochybnosti o jednoznačnosti výsledků, je velice jednoduché měření zopakovat a data ověřit. Kromě výhody v přesnosti je měření navíc podstatně rychlejší metodika získání charakteristik než simulace. Zatímco celá kompresorová mapa pro jednu konfiguraci se dá získat za několik hodin, zhruba stejně dlouho trvala simulace pouze jednoho bodu v mapě.

4.2 VÝHODY A NEVÝHODY MECHANISMU

Primární výhoda, kterou mechanismus přináší, je posuv náporové křivky směrem do oblastí nestabilního proudu, čili stabilizace proudu při nízkém průtoku. Toho lze docílit i volbou kompresorového kola se stejným výstupním průměrem a menší hodnotou *TRIM* (Obr. 55). Tato volba ovšem probíhá během návrhu a aplikačních procesů turbodmychadla pro daný motor. Mechanismus umožňuje měnit pracovní oblast kola během provozu, v závislosti na okamžitém požadavku řídicí jednotky.



Obr. 55 Porovnání náporových křivek kol s různou hodnotou *TRIM*

Nevýhodou mechanismu je pak sama jeho přítomnost v pohonné jednotce. Kterákoli součástka, bez ohledu na polohu a funkci, má riziko závady. Podstatně vyšší je toto riziko u pohybujících se členů, při jejichž porušení hrozí narušení chodu či přímo provozuschopnosti motoru.

4.3 CENOVÝ ODHAD

Kritériem, na základě kterého zákazník bude nebo nebude mít zájem o turbodmychadlo vybavené tímto mechanismem, je především cena. Respektive poměr ceny spojené s vývojem, výrobou a navýšením hmotnosti a provozních rizik, a získaných výhod. Rozšíření pracovní oblasti kompresoru nemusí být nutně pro každého zákazníka důvodem zaplatit za mechanismus, který pohonné jednotce přidává hmotnost, a hrozí problémy při poruše.

Cena samotná výrazně závisí na zvolených dodavatelích jednotlivých součástek, požadované rychlosti dodání a sériovosti výroby. U prototypové výroby záleží pak především na čase, během kterého je požadováno dokončení. Přestože množství materiálu a výrobní čas bude téměř stejný, při vyhotovení „na počkání“ bude cena několikanásobně vyšší, dost možná řádově vyšší.

Cena sériové výroby může být velice dobře odhadnuta na základě podobnosti komponent s produkčními kusy odpovídající velikosti a složitosti. Malé součástky – čepy, šrouby, matky a o-kroužky – se cenou pohybují mezi 10–20 € centy. Součástky složitější na výrobu – čelisti, prstenec, přechodka, oba dílce rodu a v-band svorka – stojí přibližně 4–5 €. Největší součástky – kapsa a základna – byly odhadnuty na 8–10 €.

Cena sestavy, tedy všech součástech mechanismu v patřičném množství, byla odhadnuta na 47 €, což je přibližně 1200 Kč. Do kalkulace nebyl započítán aktuátor, protože se jedná vysloveně o převzatou součást. Jeho cenu přímo výrobce neuvádí, ale dle [12] byla v roce 2012 přibližně 112 £. V dnešní době může takovýto aktuátor stát přibližně 150 €, což je více než trojnásobek ceny mechanických součástek. Celková cena mechanismu, včetně šech montážních a ovládacích prvků je pak téměř 200 €, tedy zhruba 5000 Kč.

ZÁVĚR

Hlavním cílem práce byl návrh mechanismu pro ovládání vstupu do kompresorové skříně turbodmychadla. Úkolem bylo tento mechanismus zkonstruovat, navrhnout a číselně ověřit jeho ovládání, zajistit připojitelnost jak ke kompresorové skříně, tak k sacímu potrubí, a zanalyzovat modální vlastnosti.

V první části práce je uvedena základní teorie přepřínování turbodmychadlem, jeho konstrukční části a charakteristiky. Veškeré tyto informace bylo nutné uvést pro pochopení následujících částí práce.

V druhé části byla provedena rešerše regulačních metodik, které se pro kontrolu turbodmychadel používají, a byla zdůvodněna nutnost regulace kompresorové strany za účelem dosažení vyšší kontrolovatelnosti. Konkrétně bylo na příkladech ukázáno, že obvyklou regulací turbínové strany není kompresorová mapa ovlivněna.

Třetí část obsahuje samotnou konstrukci mechanismu. Nejprve byly navrženy čtyři koncepty, jimiž by mohl být vstup do kompresorové skříně ovládán, a byly vzájemně porovnány. Vyhodnocení mechanických vlastností, tedy hmotnosti, velikosti atp., vychází z *CAD* modelu a je poměrně jednoznačné, jeho vyhodnocení je už ovšem otázkou preferencí zákazníka, proto byly pro účel práce veškeré parametry uvažovány stejně důležité. Funkční porovnání konceptů vyžadovalo *CFD* simulaci a následné vyhodnocení vlivu na proudění. Na základě tohoto porovnání byl mechanismus čelistí vyhodnocen jako vhodný pro komerční silniční aplikace u velkých vznětových motorů.

Mechanismus byl dále upraven s ohledem na možnosti výroby a montáže. Při návrhu ovládacího mechanismu byla upřednostněna výhodná jednoduchost před zbytečně velkým rozsahem pohybu, a byl zvolen lineární aktuátor. Dílčí *CFD* simulací a soustavou rovnic byla zjištěna minimální síla, kterou musí být aktuátor schopen vyvinout. Aktuátor s označením 7217 firmy Sonceboz byl vybrán, protože vhodným způsobem kombinuje vypočtenou tlačnou/tažnou sílu a hmotnost.

Se znalostí tvaru a vzájemné polohy byl mechanismus vhodným způsobem zastaven do kompresorové skříně. Kvůli polohovatelnosti je připojení realizováno v-band svorkou, která umožňuje vzájemný rotační pohyb mechanismu a skříně. Uložení mechanismu je pak dvoudílné, co nejjednodušší na montáž.

Posledním krokem bylo ověření modálních vlastností. Vlastní frekvence byly porovnávány s možnými budicími frekvencemi turbodmychadla a motoru. Ze získaných dat vyplývá, že vlastní frekvence mechanismu budou přecházeny, ale vzhledem k nestabilitě budících frekvencí není rezonance na vlastních frekvencích považována za výrazné riziko.

Ve čtvrté části je zkoumána funkčnost mechanismu, opět za pomoci *CFD* simulací. Kromě mechanismu ve dvou krajních polohách byla provedena i simulace výchozí konfigurace kompresoru. To pak umožnilo porovnání simulovaných hodnot a zároveň určitou korekci oproti hodnotám, získaných měřeními výchozí konfigurace. Ačkoli simulace přímo neprokázala funkčnost dle očekávání, a nebyla získána přesná požadovaná charakteristika, data přinášejí dostatečnou představu o chování mechanismu, aby bylo možno tuto charakteristiku odhadnout a určit perspektivnost dalších simulací, respektive potvrdit nutnost stavby a měření prototypu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] EFR 6258-A. In: *BorgWarner: Welcome to BorgWarner Turbo Systems* [online]. 2017 [cit. 2017-12-13]. Dostupné z: http://www.turbos.bwauto.com/files/pdf/dimensional_reference/efr/EFR%206258-A.pdf
- [2] Empirical Design Considerations for Industrial Centrifugal Compressors. In: *ResearchGate* [online]. 2018, May 2012 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/258382443_Empirical_Design_Considerations_for_Industrial_Centrifugal_Compressors/figures?lo=1
- [3] Garrett Catalog Vol. 7. In: *Honeywell Garrett* [online]. 2017 [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/productcatalog>
- [4] HIROSHI, Uchida, Kashimoto AKINOBU a Iwakiri YUJI. Development of Wide Flow Range Compressor with Variable Inlet Guide Vanes. In: *Toyota Central R&D Labs., INC.* [online]. 2017 [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: http://www.tytlabs.com/english/review/rev413epdf/e413_009uchida.pdf
- [5] Historie. *Webnode: Turbodmychadla* [online]. [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <http://turbodmychadla.webnode.cz/historie/>
- [6] *Honeywell Garrett* [online]. 2017 [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/>
- [7] ISHINO, Minoru, Yuji IWAKIRI, Akinobu BESSHO a Hiroshi UCHIDA. Effects of Variable Inlet Guide Vanes on Small Centrifugal Compressor Performance. *Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery* [online]. Indianapolis, Indiana, USA, 1999, **1999**(1), 1-8 [cit. 2017-12-13]. DOI: 10.1115/99-GT-157. ISBN 10.1115/99-GT-157. ISSN 978-0-7918-7858-3. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi=10.1115/99-GT-157>
- [8] KRATINA, Jakub. SOUČINITEL TŘENÍ. *E-konstrukér: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. 2017, 16.04.2013 [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [9] Linear Actuator 7217. *DirectIndustry: Every Great Purchase Starts Here* [online]. 2018 [cit. 2018-04-19]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/sonceboz/linear-actuator-7217/14206-592750.html>
- [10] Performance analysis of a centrifugal compressor with variable inlet guide vanes. *Springer: for Research & Development* [online]. [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <https://rd.springer.com/article/10.1007/s11708-007-0070-6>
- [11] Radial versus mixed flow turbine. In: *Hindawi* [online]. [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <https://www.hindawi.com/journals/ijrm/2012/589720/>

- [12] Small linear actuators. *ACP&D Limited: 'Position with Precision'* [online]. 2012 [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <https://www.acpd.co.uk/sonceboz-linear-actuators.html>
- [13] Součinitel teplotní délkové roztažnosti, měrná tepelná kapacita. *Fyzikální kabinet: Gymnázium Jaroslava Vrchlického, Klatovy (GymKT)* [online]. Klatovy: Gymnázium Jaroslava Vrchlického, 2018 [cit. 2018-04-11]. Dostupné z: <http://kabinet.fyzika.net/studium/tabulky/tepelna-kapacita-roztaznost.php>
- [14] STONE, Richard. *Introduction to internal combustion engines*. 4. vyd. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. ISBN 9780230576636.
- [15] Teorie: Princip turbodmychadla. *FlexaMi Auto s.r.o.* [online]. Sochorova 13 Brno – Žabovřesky 616 00, 2016 [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <https://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- [16] *The Holset VG Turbocharger* [online]. In: . [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: http://www.sdt-me.cz/downloads/HOLSET_TURBO.pdf
- [17] Turbocharger regulation. In: *DieselNet* [online]. 2017 [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: https://www.dieselnets.com/tech/images/air/turbo/fixed/ihh_turbo.hires.jpg
- [18] Variable Inlet Guide Vanes Boost Centrifugal Air Compressor Efficiency. *Compressed Air Best Practices®* [online]. 2017 [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <https://www.airbestpractices.com/technology/air-compressors/variable-inlet-guide-vanes-boost-centrifugal-air-compressor-efficiency>
- [19] Variable Nozzle Turbine, VNT. *Volvo Car Group: Global NewsRoom* [online]. 2017 [cit. 2017-11-28]. Dostupné z: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/media/photos/7086>
- [20] Vzduch. BUREŠ, Jiří. *ConVERTER: Převody jednotek, fyzikální tabulky, životopisy fyziků a Nobelova cena*. [online]. 2002 [cit. 2018-04-19]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A/R	[in]	Area over Radius charakteristika velikosti skříně
$Area$	[in ²]	plocha průtočného průřezu skříně v místě přechodu z kanálu do kavity kola
CAD		Computer Aided Design
CFD		Computational Fluid Dynamics
d	[mm]	průměr potrubí
EGR		Exhaust Gas Recirculation
$ETAC$	[-]	Efficiency, TotAl on Compressor adiabatická účinnost kompresoru
$ETATm$	[-]	Efficiency, TotAl on Turbine, mechanical mechanická účinnost turbíny
$Exducer$	[mm]	výstupní průměr kola (po směru toku plynů)
f_h	[-]	koeficient tření mezi ocelí a hliníkem
F_{LEAa}	[N]	síla aktuátoru vyžadovaná k pohybu
F_{LEAp}	[N]	síla aktuátoru vyžadovaná k udržení polohy
f_o	[-]	koeficient tření mezi ocelí a ocelí
F_U	[N]	síla přenášená z prstence na rameno čelisti
F_{zJ}	[N]	síla od tlaku plynů působící na čelist ve směru osy z
F_{zj}	[N]	síla od tlaku plynů působící na čelist ve směru osy z
F_{zU}	[N]	síla od tlaku plynů působící na ovládací prstenec ve směru osy z
F_{zu}	[N]	síla od tlaku plynů působící na ovládací prstenec ve směru osy z
$Choke (line)$		křivka dušení
$CHRA$		Center Housing and Rotor Assembly
$Inducer$	[mm]	vstupní průměr kola (po směru toku plynů)
l_0	[mm]	původní rozměr
LEA		Linear electric actuator Lineární elektrický aktuátor
l_T	[mm]	rozměr po ohřevu
MFT		Mixed Flow Turbine
M_{zJ}	[N]	moment od tlaku plynů působící na čelist v ose z
M_{zj}	[N]	moment od tlaku plynů působící na čelist v ose z
N_C	[min ⁻¹]	rychlost kompresorového kola
nb	[-]	počet lopatek kompresorového kola

p_1	[kPa]	tlak na vstupu do kompresoru
p_2	[kPa]	tlak na výstupu z kompresoru
pR	[-]	tlaková ztráta podíl tlaků před a za mechanismem
PRC	[-]	poměr výstupního tlaku p_2 a vstupního tlaku p_1
PRC_g	[-]	tlakový poměr kompresoru po grafické úpravě
PRC_{t-t}	[-]	Pressure Ratio on Compressor, total to total poměr totálního výstupního a totálního vstupního tlaku kompresoru
PRC_{Vm}	[kg/s]	tlakový poměr kompresoru výchozí konfigurace získaný měřením
PRC_{Vs}	[kg/s]	tlakový poměr kompresoru výchozí konfigurace získaný simulací
PRT_{t-s}	[-]	Pressure Ratio on Turbine, total to static poměr totálního výstupního a statického vstupního tlaku turbíny
r_A	[mm]	poloměr ramene čelisti
R_{adius}	[in]	vzdálenosti osy rotace kola od dynamického středu plochy $Area$
r_{Ah}	[mm]	poloměr hlavy ramene čelisti
REA		Rotary electric actuator Rotační elektrický aktuátor
r_{jcoc}	[mm]	středu kontaktní plochy čelisti se základovým tělesem od osy rotace čelisti
r_{jP}	[mm]	poloměr čepu čelisti
r_{PR}	[mm]	poloměr čepu rodu
r_{UA}	[mm]	poloměr kontaktu prstence a ramene čelisti
r_{UB}	[mm]	poloměr kontaktu prstence se základovým tělesem
r_{UP}	[mm]	vnitřní poloměr prstence
r_{UR}	[mm]	vzdálenost osy čepu rodu od osy mechanismu
$Surge (line)$		náporová křivka
$TRIM$	[-]	charakteristika velikosti kola
t_s	[s]	časový krok simulace
VG		Variable Geometry
VGT		Variable Geometry Turbine
$VIGV$		Variable Inlet Guide Vanes
VNT		Variable Nozzle Turbine
v_o	[m/s]	obvodová rychlost kompresorového kola
W	[kg/s]	hmotnostní tok

$W_{C_{cor}}$	[kg/s]	mass floW through Compressor, corrected korigovaný hmotnostní tok kompresorem
$W_{T_{cor}}$	[kg/s]	mass floW through Turbine, corrected korigovaný hmotnostní tok turbínou
WG		Waste Gate
W_g	[kg/s]	hmotnostní tok po grafické úpravě
W_{Vm}	[kg/s]	hmotnostní tok výchozí konfigurace získaný měřením
W_{Vs}	[kg/s]	hmotnostní tok výchozí konfigurace získaný simulací
α	[°]	úhel odklonu ramene čelisti od kolmé spojnice osy mechanismu a osy rotace čelisti
α_x	[K ⁻¹]	koeficient tepelné roztažnosti
γ	[°]	úhel odklonu ovládacího prstence od osy y
ΔT	[K]	změna teploty
ρ	[kg/m ³]	hustota
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita